Inż. JÓZEF TULISZKOWSKI

HYDRAULIKA

W POŻARNICTWIE

NAKŁADEM WYDZIAŁU WYDAWNICZEGO
ZWIĄZKU STRAŻY POŻARNYCH R. P.
WARSZAWA — 1938

HYDRAULIKA W POŻARNICTWIE

HYDRAULIKA
W POŻARNICTWIE

I-a część książki (Nr. 9) p. t.:
„PRZYRZĄDY GAŚNICZE"

stanowiącej III tom pracy p. t.:
„OBRONA PRZED POŻARAMI"

opracował
Inż. JÓZEF TULISZKOWSKI

NAKŁADEM WYDZIAŁU WYDAWNICZEGO
ZWIĄZKU STRAŻY POŻARNYCH R. P.
Warszawa 1938

8253 Drukarnia Gospodarcza, Warszawa, Al. Jerozolimskie 79. Tel. 8-84-12, 8-28-02

PRZEDMOWA.

Oddawna dawał się odczuwać w naszym piśmiennictwie pożarniczym brak podręcznika popularnego, który zawierałby szereg wiadomości podstawowych z fizyki, a zwłaszcza z działu mechaniki, traktującego o zjawiskach, jakim podlega podstawowy czynnik gaśniczy — woda.

Powodowany chęcią zaspokojenia tego braku, podjąłem już przed paru laty, gdy redagowałem czasopismo „Strażactwo Zawodowe" drukowanie na jego łamach artykułów na te tematy p. t. „Główne zasady hydrauliki". Zacząłem tę pracę od podstawowych wiadomości z mechaniki, podając pojęcia o sile, przyspieszeniu, szybkości, pracy, energii i ruchu. Następnie były omówione prawa z hydrostatyki, wyjaśnione szeregiem przykładów i rysunków.

W kilka lat po rozpoczęciu tych prac zmuszony byłem przerwać — z przyczyn odemnie niezależnych — redagowanie czasopisma, a zarazem i moją pracę z dziedziny hydrauliki, która to praca objęła zaledwie pojęcia z mechaniki i hydrostatyki. Pozostawała natomiast nieopracowana główna część hydrauliki t. zw. „hydrodynamika", obejmująca około trzech czwartych całości.

Powziąwszy dwa lata temu zamiar wydania oddzielnego podręcznika, stanowiącego popularny wykład z hydrauliki, dokończyłem z początkiem roku bież. tę pracę.

Główna część podręcznika zawiera, oprócz wzmiankowanych już pojęć zasadniczych z mechaniki i hydrostatyki, także dane, dotyczące nie tylko oporów, powstających podczas ruchu wody przez przyspieszenie i podczas przepływu jej przez przewody wskutek tarcia, zmiany przekrojów i kierunku przepływu, ale także wiadomości odnoszące się do oporów w gniazdach zaworów,

w szluzach. przepustnicach i kurkach; również rozpatrywane są różne systemy linii wężowych, wzloty i przeloty swobodnych prądów wodnych, przy czym przytoczone są najnowsze ulepszenia w budowie pyszczków.

Dzięki łaskawemu poparciu Ministerstwa Spraw Wewnętrznych, które przyznało mi na to wydawnictwo 500 zł zasiłku, a również dzięki uchwale Zarządu Głównego Związku Straży Pożarnych R. P., który postanowił wydać ten podręcznik, myśl przyobleka się obecnie w czyn. Z tego powodu wyrażam niniejszym moje szczere i głębokie podziękowanie Ministerstwu Spraw Wewnętrznych, a również Zarządowi Głównemu Związku Straży Pożarnych R. P. za łaskawe poparcie tej pracy.

JÓZEF TULISZKOWSKI.

WSTĘP.

Wiadomo powszechnie, że woda jest najlepszym, najskuteczniejszym, najłatwiejszym do zdobycia środkiem do gaszenia pożarów. Dzięki swym właściwościom gaśniczym, polegającym na oziębianiu płonącego ciała i na oddzielaniu odeń powietrza, a z nim i tlenu, woda jest od niepamiętnych czasów stale używana w walce z pożarami.

I obecnie, pomimo wynalezienia nowych środków gaśniczych, jak piana (czy to chemiczna, czy też mechaniczna), dwutlenek węgla, czterochlorek węgla, bromek metylu oraz różnego rodzaju proszki, bomby gaśnicze i t. p., woda jest i zawsze będzie głównym, podstawowym czynnikiem gaśniczym.

Aby jednak te właściwości były jak najlepiej wyzyskane i umiejętnie stosowane, należy używać wodę z całą świadomością zjawisk i praw, jakim podlega ona pod działaniem wytwarzanego w sikawce ciśnienia, jak i podczas przepływania w wężach ssawnych i tłocznych, oraz po wydobyciu się z prądownicy w postaci prądów.

Każdy zatem oficer straży pożarnej powinien znać zasady i prawa hydrauliki, każdy podoficer i szeregowy, kierujący prądem, musi mieć chociażby ogólne pojęcie o zjawiskach, jakie występują w czasie przepływu wody, od smoka węża ssawnego przez komorę ssawną, cylinder lub wirnik sikawki, a dalej przez linie wężowe, aż do wylotu u pyszczków prądownic.

Powodowany powyższymi względami, postaram się najpopularniej wyłożyć główne prawa i zasady hydrauliki, posiłkując się licznymi przykładami z życia praktycznego i objaśniając je rysunkami.

J. T.

Co to jest hydraulika?

Hydrauliką nazywamy naukę, stanowiącą część mechaniki, zajmującą się badaniem praw równowagi cieczy i praw, jakim podlega ciecz, będąca w ruchu.

Podział.

Hydraulika zatem dzieli się na dwie części: *na statykę cieczy*, czyli h y d r o s t a t y k ę, badającą prawo równowagi cieczy i *dynamikę cieczy* czyli h y d r o d y n a m i k ę, poświęconą badaniom praw, jakim podlega ciecz, znajdująca się w ruchu.

Dla należytego zrozumienia praw i wzorów w hydrostatyce i hydrodynamice musimy się przedtem zapoznać z podstawowymi pojęciami ogólnymi z mechaniki.

I. Zasadnicze pojęcia z mechaniki.

(Dynamika ciał stałych)

1. Siła, przyśpieszenie i szybkość.

Bezwładność.

Każde ciało, będące w stanie spoczynku, nie może zmieniać dowolnie swego miejsca, jeżeli na to ciało nie oddziaływa przyczyna zewnętrzna, powodująca ruch.

Również i ciało będące w ruchu nie może zmienić dowolnie raz osiągniętej prędkości i kierunku, jeśli nie wpływa na nie zewnętrzna przyczyna, wywołująca zmianę w prędkości lub kierunku.

Ta właściwość ciała nazywa się *bezwładnością (inercją).*

Siła.

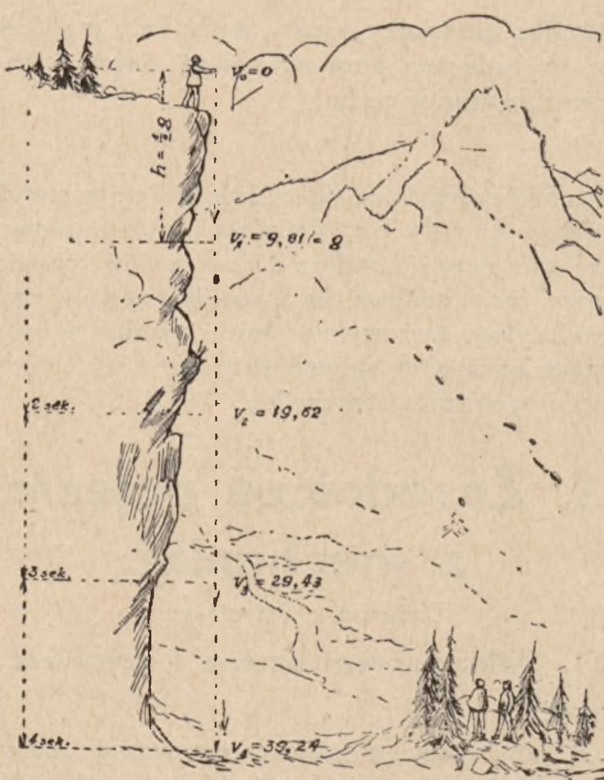
Przyczyna zewnętrzna nazywa się *siłą*.

Wielkość siły P, która masie (ciała) m, mogącej się swobodnie poruszać, nadaje przyśpieszenie p, równa się iloczynowi masy m i przyśpieszenia p, czyli

$$P = mp.$$

Dla łatwiejszego zrozumienia przytoczę następujący przykład:

Siła przyciągania ziemi, powodująca wagę G każdego ciała, wywołuje przyśpieszenie prędkości spadania ciał po pionowej linii g.



Rys. 1.

Jeśli, stojąc nad b. głęboką studnią lub nad pionową przepaścią, wypuścimy z ręki kamień, to pod wpływem siły przyciągania ziemi kamień, spadając pionowo w dół, w pierwszej sekundzie nabierze szybkości 9,81 m, w drugiej dwa razy więcej czyli 19,62 m, w trzeciej trzy razy więcej itd. (rys. 1), czyli wpływ

siły przyciągania ziemi powoduje stałe powiększanie szybkości lecącego w dół ciała o 9,81; więc przyśpieszenie będzie:

$$g = 9{,}81 \text{ m.}$$

Waga.

Ciało dane o masie *m* będzie ważyć

$$G = m \,.\, g.$$

Oznaczmy przez *h* wysokość, którą ciało spadające w próżni przeleci w czasie *t* (sekund); przez *v* — szybkość ciała w tym punkcie.

Wtedy prędkość *v* będzie stanowiła iloczyn z przyśpieszenia *g* i z czasu *t*, czyli

$$v = g \,.\, t.$$

Jeśli np. ciało spada 3 sekundy, to końcowa szybkość jego będzie $v = 9{,}81 \times 3$; $v = 29{,}43$ m; a przestrzeń przebyta *h* będzie średnia arytmetyczna z początkowej szybkości v_0 i z końcowej *v* czyli

$$h = \frac{v_0 + v}{2};$$

w pierwszej sekundzie ($t = 1$) $v = g$, więc stąd

$$h = \frac{0 + g}{2}; \text{ czyli } h = {}^1/_2\, g.$$

Dalszą wielkość drogi, którą przebiega rzucone ciało, oblicza się ze wzoru:

$$h = {}^1/_2\, g t^2,$$

a to z tego względu, że w ciągu każdej następnej sekundy szybkość wzrasta o przyśpieszenie *(g)*, a droga *(h)* zależy od zwiększającej się szybkości, która znów zależy od rosnącej ilości sekund $(v = g t)$. Popularnie wytłumaczyć wzoru $h = \frac{1}{2} g t^2$ inaczej się nie da, gdyż wypływa on z całkowania, co już wkracza w dziedzinę wyższej matematyki [1]).

---

[1]) Wzór $h = \frac{1}{2} g t^2$ musimy przyjąć z góry, albowiem wypływa on z całkowania: $H = \int_0^t v \,.\, d t;\ v = v_0 + g t$, gdzie v_0 — początkowa szybkość *rzuconego* ciała.

Stąd $H = \int_0^t (v_0 + g\, t)\, d\, t;\ H = v_0 t + \frac{1}{2}\, g\, t^2$. Jeżeli $v_0 = 0$, to $H = {}^1/_2\, g\, t^2$.

Posiłkując się wzorami:

$$h = {}^1/_2\, g t^2 \quad \text{i} \quad v = g t,$$

otrzymamy:

$$t = \frac{v}{g}; \quad t^2 = \frac{v^2}{g^2}.$$

Skąd

$$h = {}^1/_2\, g \frac{v^2}{g^2} \quad \text{i ostatecznie}$$

$$h = \frac{v^2}{2g}.$$

Zasadniczy wzór.

Jest to bodaj najważniejszy wzór w całej hydraulice i dlatego musimy się nieco zastanowić nad nim.

Widzimy, że po jednej stronie (lewej) znajduje się w równaniu wielkość h. Jest to, jak widzieliśmy uprzednio, wysokość przebytej przez dany ciężar pionowej drogi pod wpływem przyciągania ziemi, powodującego przyśpieszenie g. Po drugiej (prawej) stronie równania w liczniku znajduje się szybkość (spadania) w drugiej potędze v^2, a w mianowniku przyśpieszenie g.

Szybkość więc (w danym punkcie spadania) w drugiej potędze, podzielona przez podwójne przyśpieszenie odpowiada wysokości drogi przebytej (do danego punktu) przez spadające ciało.

Oczywiście, powyższe wielkości zachodzą w tym wypadku, kiedy ciało spada w próżni. W normalnych warunkach od powyższej wielkości należy odjąć wielkość, hamującą spadanie, wywołaną przez opór, jaki powstaje wskutek tarcia powietrza.

Ten sam wzór $h = \frac{v^2}{2g}$ daje się zastosować i w hydraulice i ta wielkość $\frac{v^2}{2g}$ znajduje się prawie we wszystkich wzorach hydrodynamiki, zajmującej się cieczą w ruchu.

2. Ruch cieczy.

Każdą ciecz (ciało ciekłe) możemy traktować jako ciało stałe, ponieważ na nią działa tak samo siła przyciągania ziemi. Masy

wody, spadając w dół, czy to w postaci wodospadu pionowo, czy też jako potok po zboczu góry, podlegają tym samym prawom natury.

Wysokość spadu.

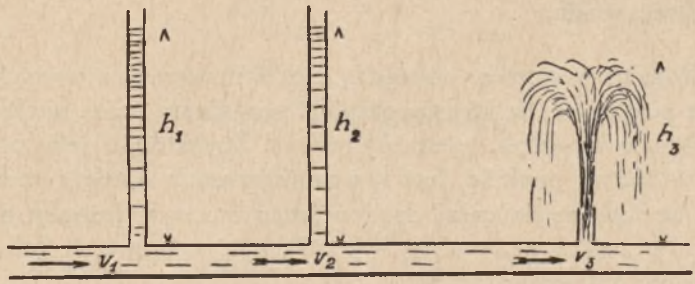
Różnica poziomów pomiędzy punktem wypływu wody (źródło), a poziomem, na którym określić pragniemy nasze wielkości, jest właśnie wysokość spadu *h* (rys. 2). Szybkość, z jaką płynie woda w danym punkcie, jest *v*, pomniejszona o różnego rodzaju opory, spotykane na całej drodze przez tarcie w łożysku o kamienie i brzegi, przez zmianę kierunków i zwężające się lub rozszerzające przekroje łożyska i t. p.



Rys. 2.

Wzór powyższy należy rozumieć i w ten sposób, że woda, przepływająca przez jakiekolwiek naczynie (rurę, wąż) z określoną szybkością jest pod pewnym ciśnieniem, wytworzonym dzięki ciążeniu ziemi. Jeśli w jakimkolwiek miejscu danej rury, przez którą przepływa woda, wywiercimy otwór i wstawimy rurkę pio-

nową, to woda w rurce pod naporem przepływającej w rurze z pewną szybkością v wody podniesie się na wysokość zbliżoną do ciśnienia h według wzoru $h = \frac{v^2}{2g}$ (rys. 3).



Rys. 3.

Prąd wody w sikawce.

Na tej własności jest oparte działanie prądu wody z sikawki, gdzie woda już nie pod parciem siły przyciągania ziemi, a pod ciśnieniem, wywołanym przez siłę ludzi pompujących, a przeniesionym przez dźwignię na tłok, nabiera w wężu pewnej szybkości i przy podniesieniu prądownicy do góry bije na wysokość h, która jest nieco mniejsza od $\frac{v^2}{2g}$ wskutek oporu, jaki stwarza powietrze.

Teoretycznie jednak i tu $h = \frac{v^2}{2g}$.

Z tego samego wzoru daje się określić i szybkość przy danej wysokości spadającego ciała; tylko że wzór będzie wtedy miał postać:

$$v = \sqrt{2gh}$$

Po zapoznaniu się z siłą i przyśpieszeniem oraz z szybkością, przechodzimy teraz do innych pojęć niezbędnych w mechanice: do określenia pracy i mocy.

3. Praca i moc.

Jeśli mamy określoną siłę P i zmusimy za pomocą niej jakiekolwiek ciało do ruchu, podczas którego to ciało przebędzie drogę s w kierunku tej siły, to praca A określi się wzorem

$$A = P s.$$

Praca.

Pracą więc nazywamy iloczyn siły (stałej co do wielkości i kierunku) oraz drogi danego ciała, odbytej w kierunku i pod wpływem tejże siły.

Jednostką pracy jest kilogramometr, t. j. praca zużyta na podniesienie 1 kilograma na wysokość 1 metra.

Pracę można wykonać w ciągu dłuższego lub krótszego czasu. Im mocniejszy jest dany silnik, człowiek, zwierzę pociągowe lub maszyna, tym daną pracę jest w stanie wykonać szybciej. Przybywa więc nam jeszcze jedna wielkość: czas. Zestawienie trzech wielkości: siły — P, drogi — s i czasu — t daje nam moc — E.

Moc.

Moc równa się pracy odbytej w ciągu pewnej określonej ilości czasu.

Zatem

$$E = \frac{P \cdot s}{t}$$

Jednostką, przyjętą w technice do określenia mocy, jest t. zw. *koń mechaniczny*. Znak — KM.

Otóż *koń mechaniczny stanowi moc 75 kilogramometrów-sekund i wyraża pracę podniesienia 1 kilograma na wysokość 75 m lub 75 kilogramów na wysokość 1 metra w ciągu sekundy.*

W technice moc wszystkich parowych, wodnych i spalinowych silników bywa określana miarą ilości koni mechanicznych.

4. Energia.

Energia pary.

Przedstawmy sobie kocioł parowy, napełniony parą pod ciśnieniem kilku lub kilkunastu atmosfer [2]). W kotle tym widzimy ukrytą siłę prężną pary, która po otwarciu zaworu parowego, łą-

---

[2]) Atmosferą nazywa się ciśnienie, jakie na 1 cm^2 (centymetr kwadratowy) jakiejkolwiek powierzchni wywiera słup powietrza otaczającej naszą ziemię warstwy, której cząstki są przyciągane przez ziemię. Taki słup powietrza o przekroju 1 cm^2 waży (prawie) 1 kg. Parcie tego słupa na wodę jest w stanie podnieść ją w próżni na 10 metrów, a rtęć w barometrze jako 13,6 razy cięższą od wody na 76 cm.

czącego kocioł z maszyną parową, może wprawić ją w ruch, poruszyć pędnię, ta zaś ze swej strony nadaje pęd obrabiarkom lub maszynom, wykonywującym pewną określoną pracę np. obróbkę metali, drzewa lub mielenie zboża i t. p.

Energia naboju.

Jako drugi przykład weźmy nabój armatni lub karabinowy, umieszczony w lufie. Proch, znajdujący się w łusce danego naboju, posiada też ukrytą siłę, która po spuszczeniu kurka na spłonkę i zapaleniu przez nią prochu, wywiązuje się z zapalonego prochu, dając ogromną ilość gazów, wyrzucających z olbrzymim impetem pocisk. Ten dolatuje do określonego celu, niszczy, rozbija, wysadza nieprzyjacielski obiekt, czyli wykonywa swoją *pracę* niszczycielską (rys. 4).



Rys. 4.

Energia akumulatora.

Jako trzeci przykład ukrytej siły może służyć akumulator. Po przeprowadzeniu od akumulatora do prądnika (elektromotoru) przewodników lub po włączeniu ich do instalacji oświetleniowej, wywiązuje się prąd i powoduje wykonywanie pewnej pracy, polegającej na wprawieniu np. w ruch silnika czy też rozżarzeniu włókienka w żarówkach.

Zatem w kotle parowym, w prochu naboju oraz w akumulatorze jest ukryta energia, zdolna do wykonania pracy. Jest to t. zw. *energia potencjalna,* t. j. pewien zapas pracy.

Energia wody.

Najlepszy przykład energii potencjalnej, inaczej zwanej *energią bezwładności* lub *możliwą,* dla naszych dalszych wywo-

dów z dziedziny hydrauliki stanowi woda, znajdująca się na pewnej wysokości.

Przedstawmy sobie jakiś zbiornik wody (staw lub zbiornik betonowy), umieszczony powyżej pewnego punktu. Ilość wody znajdującej się w zbiorniku określamy przez Q (quantum — ilość), wyrażoną w metrach sześciennych, a położenie zbiornika nad danym punktem przez h (pionowa wysokość w metrach).

Oznaczmy przez L_p — energię potencjalną.

Wiemy, że 1 m^3 wody waży $\gamma = 1000$ kg., czyli waga G wody w zbiorniku będzie: $G = Q \cdot \gamma$.

Wtedy wzór dla energii potencjalnej wyrazi się:

$$L_p = Q \cdot \gamma \cdot h \text{ (kilogramometrów) lub } \underline{L_p = G \cdot h}.$$

Przykład.

Określimy naszą energię na przykładzie.

Przykład: Przypuśćmy, że dany zbiornik zawiera $Q = 600$ m^3 wody i leży o 15 m wyżej od punktu, w którym chcemy postawić młyn lub tartak. Wtedy energia potencjalna będzie.

$L_p = 600 \cdot 1000 \cdot 15$; $L_p = 9{,}000{,}000$ kilogramometrów.

Dla lepszego wyjaśnienia naszego przykładu przypuśćmy, że chcemy postawić dla poruszania naszego młyna turbinę o mocy 10 koni (10 KM).

Na jak długo wystarczyłby zapas wody, gdyby dopływ jej do stawu (z rzeki zasilającej staw) był wstrzymany?

Moc turbiny będzie:

$$E = \frac{P \cdot s}{t},$$

gdzie nasza siła jest: $P = Q\gamma$ kg; droga przebyta $s = h$ metrów; moc turbiny $E = 10\ KM$ i t = czas pracy turbiny w sekundach.

Wstawiamy do naszego równania powyższe cyfry i dzielimy drugą część równania przez 75 kgm/sek. aby mieć i tu ogólną moc, wyrażoną w koniach mechanicznych, co wynika z równania.

Otrzymamy wtedy:

$$10 = \frac{600 \cdot 1000 \cdot 15}{75\, t};$$

skąd

$$t = \frac{600 \cdot 1000 \cdot 15}{75 \cdot 10};$$

$$t = 12000 \text{ sekund czyli } = 3{,}3 \text{ godziny.}$$

Zapas więc wody 600 m^3 wystarczy dla naszej turbiny na przeszło 3 godziny. Biorąc jednak pod uwagę straty energii, spowodowane przez tarcie płynącej wody w kanale, przy zmianach kierunku, (o czym będzie mowa

w części traktującej o hydrodynamice), straty w samej turbinie (spółczynnik wydajności pracy dla turbin $\eta = 0{,}72 — 0{,}77$) *), praca tego silnika będzie trwała krócej.

Lecz należy wziąć pod uwagę, że turbiny ustawia się zawsze na bieżącej wodzie (potoku, rzece), a przy tym z takim wyrachowaniem, aby wody nigdy nie brakło, i w takim miejscu, gdzie spad jest dostateczny, przeto przy obliczaniu danego silnika główną rolę poza wysokością spadu gra ilość wody, dopływającej do stawu z rzeki (rys. 5).



Rys. 5.

Energia kinetyczna.

Przejdziemy teraz do *energii kinetycznej*, inaczej zwanej *pracą rozpędu.*

Energią kinetyczną nazywa się praca jakiegokolwiek ciała, o masie m, będącego w ruchu.

---

[3]) Spółczynnikiem wydajności pracy (η) jakiegokolwiek silnika (motoru) nazywa się stosunek istotnej wydajności pracy do teoretycznej. Różnica między wydajnością istotną i teoretyczną powstaje wskutek pewnych strat i niedokładności w budowie silnika, jak szkodliwe przestrzenie, nieszczelności i t. p.

Kinetyczna energia wyraża się znakiem L_k i posiada wzór:

$$L_k = \frac{1}{2} m v^2.$$

Czyli *praca rozpędu (energia kinetyczna) stanowi połowę iloczynu z masy m i z kwadratu jej prędkości v.*

Dojść możemy do powyższego wzoru przez odpowiednie zmodyfikowanie wzoru energii potencjalnej, a mianowicie:

Z tego, co było powyżej, pamiętamy, że waga danego ciała wyraża się przez iloczyn z masy tego ciała m i z przyśpieszenia g, czyli $G = m g$.

Energia potencjalna jest, jak wiadomo:

$$L_p = G h$$

czyli:

$$L_p = m g h.$$

Zamiana energii potencjalnej na kinetyczną.

Podstawowym wzorem w hydraulice, jak widzieliśmy wyżej, jest wzór: $h = \frac{v^2}{2 g}$ określający, że w pewnej wysokości h, z której spada dane ciało, rozwija się szybkość v w drugim stopniu pod wpływem przyśpieszenia ciężkości g.

Wstawiając więc do naszego wzoru:

$$L = m g h.$$

zamiast h jego wielkość $\frac{v^2}{2 g}$, czyli zamieniając przez to energię potencjalną na energię kinetyczną, otrzymamy:

$$L_k = m g \cdot \frac{v^2}{2 g}; \quad L_k = \frac{1}{2} m v^2.$$

Widzimy, że i w tym wypadku klasyczny nasz wzór $h = \frac{v^2}{2 g}$ ma pierwszorzędne znaczenie i jest symbolem zmiany energii potencjalnej na pracę rozpędu (energię kinetyczną).

Na zakończenie wykładu o zasadniczych pojęciach z mechaniki, potrzebnych do dalszej nauki o hydraulice, należy jeszcze wspomnieć o ruchu.

5. Ruch.

Jeśli jakieś ciało w różnym czasie zajmuje różne położenie, to ono jest w ruchu

Zależność ruchu od siły i mocy.

Widzieliśmy na początku, że *przyczyna, wywołująca ruch, nazywa się siłą.* Jedna i ta sama siła nadaje ciałom o różnych masach rozmaitą prędkość. Prędkości te mają się odwrotnie do poruszonych mas: im masa jest większa, tym przy tej samej sile szybkość jej jest mniejsza i odwrotnie.

Weźmiemy dla przykładu dwa parowozy o jednej i tej samej mocy i sprzęgnijmy: jeden z niewielkim składem wagonów osobowych, a drugi z długim pociągiem naładowanych wagonów towarowych. Rozumie się, że pierwsza maszyna, mając do poruszania niewielką masę, rozwinie z łatwością szybkość daleko większą, niż parowóz drugi, ciągnący wolno z dużym wysiłkiem ciężki pociąg towarowy.

Ruch jednostajny.

Ruch ciał bywa *prostolinijny* lub *krzywolinijny, jednostajny* lub *zmienny.*

Jeśli na dane ciało, znajdujące się w próżni i nie podlegające ciążeniu ziemskiemu, działa pewna siła tylko przez moment, to ruch wywołany przez tę siłę będzie zawsze *prostolinijny* i *jednostajny,* a to z powodu zasady bezwładności (inercji). Ciało więc będzie pędzić w jednym i tym samym kierunku, to zn. po prostej linii i z jedną i tą samą szybkością.

Ruch zmienny.

Widzieliśmy na początku wykładu, że jeżeli na ciało będzie działać stale jakaś siła w kierunku ruchu, to będzie ona wywoływać przyspieszenie i ruch wtedy będzie *zmienny,* t. j. szybkość będzie stale wzrastać.

Jeśli natomiast na będące w ruchu ciało jakaś siła będzie stale działać w kierunku przeciwnym do kierunku biegu ciała, to szybkość stale będzie się zmniejszać, czyli ruch również będzie *zmienny.*

Przykład.

Przykład. — Jako przykład służy kamień wyrzucony z procy w kierunku pionowym. Otóż na kamień będą działać w linii jego pionowego ruchu trzy siły: a) siła rzutu w kierunku biegu, b) siła przyciągania ziemi, wywołująca przyśpieszenie szybkości g, w kierunku przeciwnym i c) opór powietrza q, również w kierunku przeciwnym.

Szybkość więc lecącego w górę kamienia pod wpływem tych obu przeciwnych sił, szybko będzie się zmniejszała z każdą sekundą: $v = V_0 - (g+q)\,t$ (rys. 6a), aż dojdzie do zera i wtedy na kamień będą działały już tylko dwie siły: przyciągania ziemi, która zmusi kamień do spadania po linii pionowej, i opór powietrza, który będzie działał i tu hamująco. Ponieważ jednak siła przyciągania ziemi jest daleko większa od siły stawianej przez opór powietrza, przeto również przyśpieszenie będzie zwiększało szybkość $v = (g-q)\,t$ i kamień upadnie na ziemię, czyli podczas całego swego biegu w górę i z powrotem ruch kamienia jest *zmienny* (rys. 6b).

Widzieliśmy uprzednio, że prędkość danego ciała v stanowi iloczyn z przyspieszenia g i z czasu t, dodany do początkowej prędkości v_0, czyli $v = v_0 + g\,t$.

Droga przebiegu ciała będzie: $H = v_0\,t + \frac{1}{2}\,g\,t^2$.

Dotyczy to ruchu przyspieszonego. Natomiast przy ruchu jednostajnie opóźnionym, wzory te będą następujące: $v = v_0 - gt$ i $H = v_0\,t - \frac{1}{2}\,g\,t^2$.

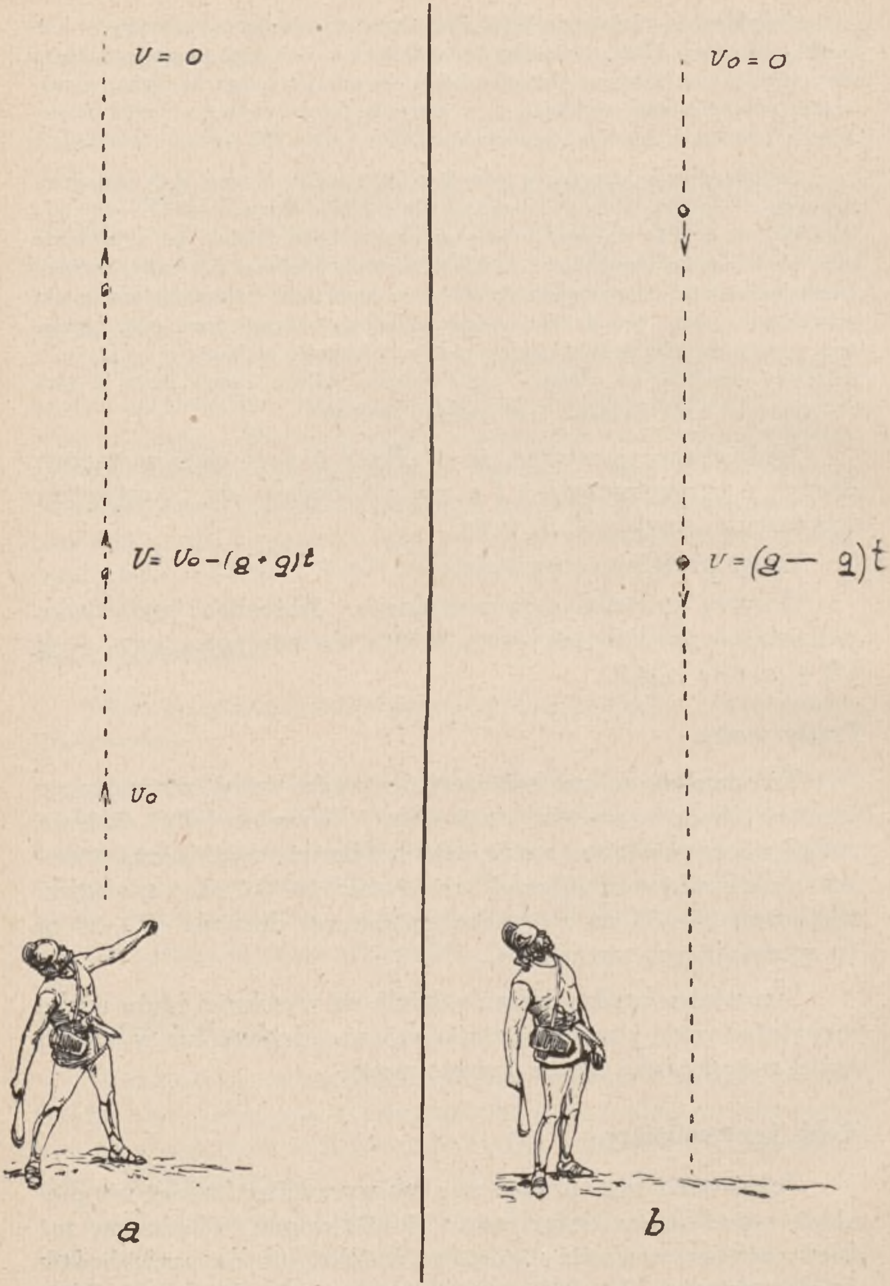
Prądy wody.

To samo da się zastosować i do prądu wody, wyrzucanego pionowo przez pyszczek prądownicy. Wskutek siły ciążenia ziemi i oporu powietrza każdy prąd ma bardzo ograniczoną wysokość: z sikawki ręcznej prąd jest wysoki 18—22 m, a z sikawki silnikowej 25—35 m, z wysokociśnieniowej dochodzi 40—50 m (w sprzyjających warunkach).

Siła wiatru bardzo ujemnie działa na wysokości rzutu wody, rozpylając wodę i znacznie zmniejszając odległość lub wysokość rzutu, o czym dalej będzie jeszcze mowa.

Ruch krzywolinijny.

Jeżeli nachylimy prądownicę lub wyrzucimy kamień nie pionowo, a pod kątem, dajmy na to 35—50 stopni, to będziemy już mieli ruch *krzywolinijny*, gdyż na kamień lub na wodę będzie działać pionowa siła ciężkości nie w kierunku ruchu, lecz pod kątem i spowoduje krzywiznę.

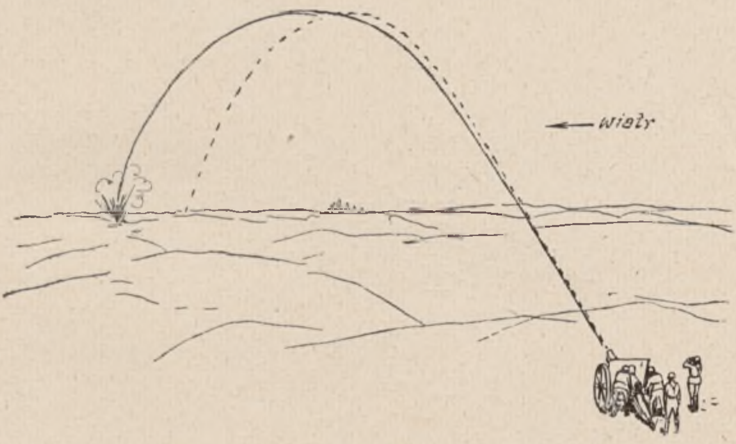


Rys. 6.

Balistyka.

Gdyby nie było oporu powietrza, to ruch wyrzuconego pod kątem kamienia lub prądu wody odbywałby się po *paraboli*. Ponieważ na dane ciało, wyrzucone pod pewnym kątem, działają siły ciążenia ziemi, oporu powietrza oraz wiatru, przeto obliczenie drogi ciała jest bardzo skomplikowane. Nauka, omawiająca krzywiznę torów, jakie przebywają pociski pod wpływem powyższych sił, nazywa się *„balistyką"*.

Jeśli weźmiemy pod uwagę siłę wiatru, to droga pocisku pod wpływem czterech sił, a mianowicie siły wybuchu prochu (wyrzutu pocisku), siły ciążenia, siły oporu powietrza i siły wiatru będzie krzywą 4-go stopnia t. j. nie leżącą w jednej płaszczyźnie. (rys. 7).



Rys. 7.

Jeżeli zastanowimy się jeszcze nad wpływami atmosferycznymi (deszcz, śnieg, osiadające na pocisku), nad szybkością posuwającego się czołgu lub pędzącego wysoko samolotu, to widzimy, jak trudne są obliczenia i jak muszą być skomplikowane równania i wzory balistyki, zwłaszcza przy obliczeniach dróg pocisku artylerii przeciwlotniczej, gdzie trzeba do tego wszystkiego jeszcze określić wysokość, na jakiej leci samolot, i szybkość jego lotu. (rys. 8).



Rys. 8.

Ruch wirowy.

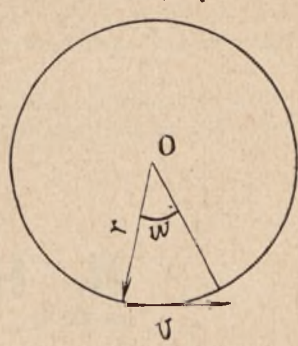
Na zakończenie tego zwięzłego wykładu z mechaniki muszę poruszyć sprawę ruchu wirowego, na którym oparty jest system budowy sikawek odśrodkowych, najlepszych i najwięcej obecnie wszędzie wprowadzonych.

Jeśli jakieś ciało o masie m posiada ruch wirowy, t. j. krąży w danej płaszczyźnie naokoło jakiegokolwiek punktu, i środek jego ciężkości posiada prędkość v na łuku o promieniu r, to prędkość kątowa ω będzie (rys. 9):

$$\omega = \frac{v}{r}$$

Siła odśrodkowa C, wywiązująca się wskutek tego ruchu, naciskająca na każdy punkt łuku w kierunku od środka, będzie:

$$C = m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot$$



Rys. 9.

Wstawiając zamiast v^2 — $(\omega r)^2$, otrzymamy

$$C = m \omega^2 \cdot r$$

Siła odśrodkowa.

Siła odśrodkowa danego ciała o masie m zależy w prostym stosunku od masy m i od promienia łuku r, po którym krąży, oraz od prędkości kątowej w drugiej potędze ω^2.

Dlatego też przy budowie sikawek odśrodkowych konstruktorzy dla wywołania odpowiedniego powiększenia ciśnienia mniej biorą pod uwagę średnicę wirnika; natomiast dążą do zwiększenia ilości obrotów silnika, wskutek czego w drugiej potędze zwiększa się prędkość kątowa ω, a przez to w wysokim stopniu wzrasta ciśnienie.

Teraz przechodzimy do właściwej nauki hydrauliki.

Hydrauliką nazywa się część mechaniki, zajmująca się badaniem praw, jakim podlega każda ciecz (woda), znajdująca się w równowadze lub też w ruchu.

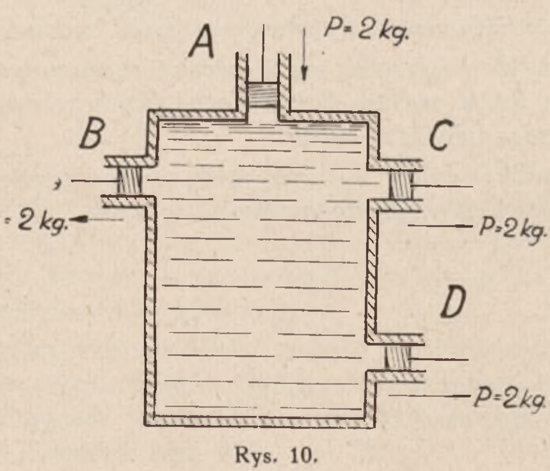
Hydraulika dzieli się, jak było wyżej powiedziane, na *hydrostatykę* i na *hydrodynamikę*.

II. Hydrostatyka.

Hydrostatyka, jest to część hydrauliki zajmująca się badaniem praw cieczy, będącej w równowadze. Prawa te są następujące: Prawo Pascal'a, Prawo Archimedes'a, Równowaga cieczy w naczyniach połączonych.

1. Prawo zasadnicze Pascal'a.

Jeżeli jakakolwiek ciecz znajduje się pod ciśnieniem, pozostając w równowadze, to ciśnienie rozprzestrzenia się w niej równomiernie we wszystkich kierunkach w ten sposób, iż każda cząstka cieczy podlega jednakowemu ciśnieniu.



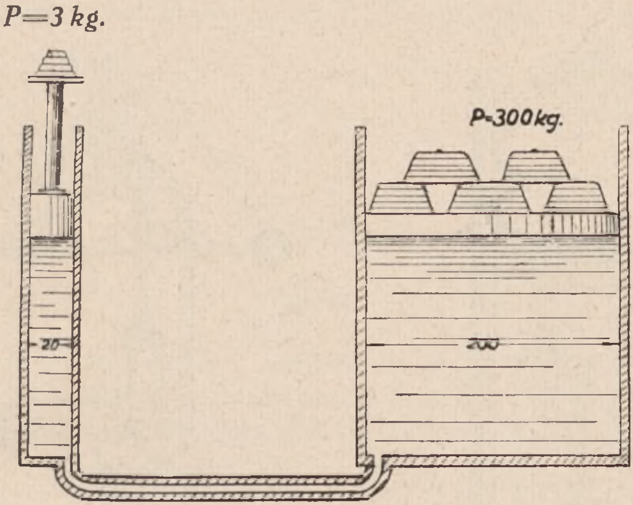
Rys. 10.

Przykład 1. Dla łatwiejszego przedstawienia tego zasadniczego prawa hydrauliki wyobraźmy sobie zbiornik, napełniony wodą (rys. 10), w którym

jest kilka otworów, zakończonych rurkami o jednakowej średnicy, zamkniętych szczelnie dopasowanymi tłokami.

Jeżeli w punkcie *A* będziemy naciskać na tłok z siłą *P* równą np. 2 kg, to taka sama siła *P* (2 klg) będzie wywierać ciśnienie na pozostałe trzy tłoki w punktach *B, C, D*.

Przykład 2. Bierzemy teraz w drugim przykładzie dwa pionowe cylindry o różnych średnicach napełnione płynem, zamknięte tłokami, połączone z sobą u spodu rurą (rys. 11).



Rys. 11.

Jeśli na tłok o średnicy $d = 20$ mm działa ciężar 3 kg, to aby utrzymać płyn w równowadze, tj. zapobiec podniesieniu się tłoka o średnicy $D = 200$ m, należy położyć na ten tłok ciężar tyle razy większy, ile razy jest większa powierzchnia tego tłoka *D* od powierzchni tłoka *d*, a więc

$$x = 3 \frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\frac{\pi d^2}{4}}; \quad x = 3 \cdot \frac{D^2}{d^2}; \quad x = 3 \cdot \frac{40000}{400}; \quad x = 300 \text{ kg.}$$

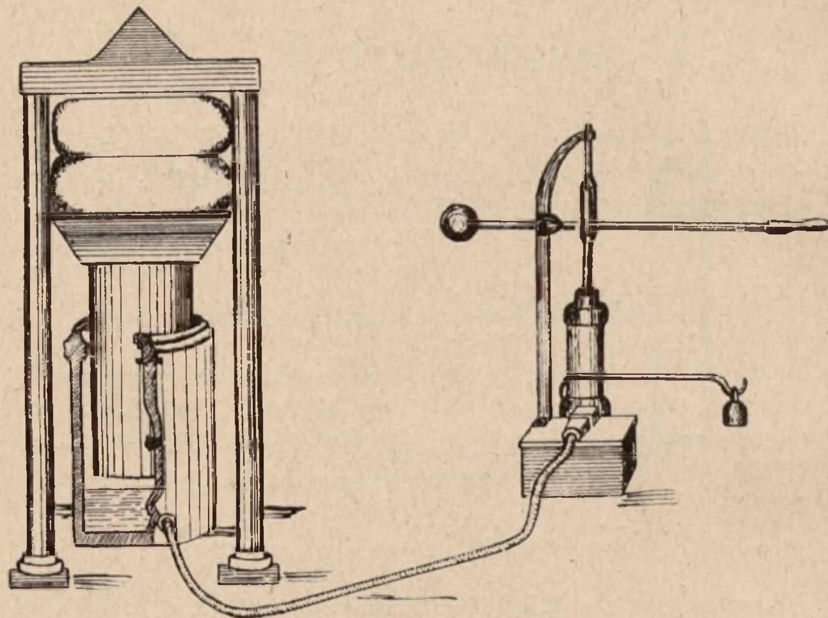
Na tej właśnie zasadzie jest zbudowana *prasa hydrauliczna.*

Prasa hydrauliczna.

Rys. 12 przedstawia taką prasę. Składa się ona z cylindra i tłoka o dużej średnicy. Tłok zakończony jest płytą, na której układane są ciała, przeznaczone do ścieśniania. Płyta przyciska

dane ciało do płyty górnej oporowej, związanej 4-ma stalowymi kolumnami z podstawą prasy.

Cylinder, w którym chodzi tłok z płytą ruchomą, jest połączony rurką z pompą *(P)*, mającą niewielki tłok *(d)* oraz zawór bezpieczeństwa *(z)*. Im większa jest różnica obu średnic tłoków, dużego *(D)* i małego *(d)*, tym większe ciśnienie można wywrzeć mniejszą siłą tłoczącą płyn (wodę lub oliwę) w pompie.



Rys. 12.

Jaką siłę ciśnienia w prasie hydraulicznej wytworzy pompa o średnicy tłoka $d = 90$ mm, jeśli średnica dużego tłoka prasy *(D)* jest 800 mm, a na rączkę pompy działamy z siłą $p = 40$ kg; przy czym stosunek ramion dźwigni w pompie jest $R : r = 5$. Siła, z jaką działamy na tłok w pompie, będzie

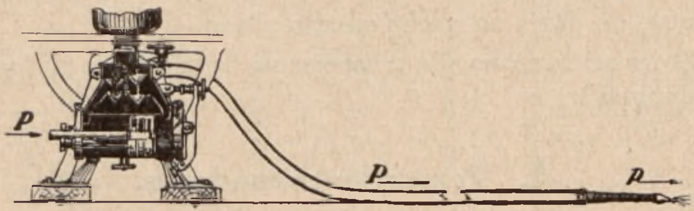
$$P = p \cdot \frac{R}{r}; \ P_1 = 40.5; \ P_1 = 200 \text{ kg.}$$

Siła działająca na tłok w prasie P_2 będzie o tyle większa, o ile powierzchnia tłoka w prasie jest większa od powierzchni tłoka w pompie, czyli

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{\pi D^2}{\pi d^2}; \; P_2 = P_1 \cdot \frac{D^2}{d^2}; \; P_2 = 200 \frac{(800)^2}{(90)^2}$$

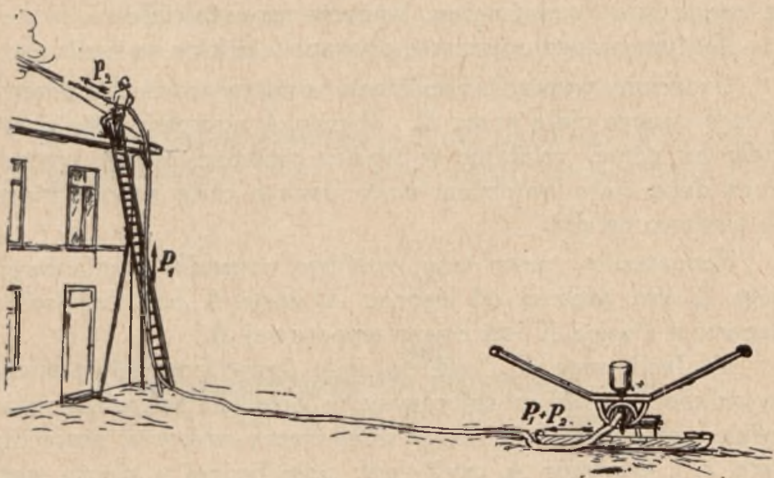
Stąd otrzymamy $P_2 = — 16.000$ kg.

To prawo ma ogromne znaczenie w działaniu sikawek, ciśnienie bowiem, jakie wywiera tłok na wodę, znajdującą się w cylindrze sikawki, rozprzestrzenia się na wodę, nie tylko napełniającą komorę, ale i na wodę w wężu tłocznym i w prądownicy. Dzięki temu prawu możemy, tłocząc wodę w samej ma-



Rys. 13.

szynie, otrzymać wysokie ciśnienie w prądownicy i pyszczku i spowodować wytrysk silnego prądu (rys. 13). Widzimy tu, że ciśnienie (P_2), jakie wywiera tłok na wodę w cylindrze, rozprze-



Rys. 14.

strzenia się i po wężu i dochodzi do pyszczka. Będzie ono tu nieco mniejsze z powodu oporów, o czym będzie mowa w hydrodynamice.

Jako drugi przykład zastosowania prawa Pascal'a (rys. 14) może posłużyć sikawka, której linia tłoczna prowadzi na dach paropiętrowego domu. Słup wody, znajdujący się w pionowej części linii wężowej, wywierając co 10 metrów około 1 at. ciśnienia, przenosi je i na wodę, znajdującą się w sikawce i utrudnia tym samym pompowanie, które wymaga siły zwiększonej, a mianowicie część siły pompujących (P_1) zużywa się na przezwyciężenie powyższego ciśnienia, a dopiero nadmiar siły (P_2) spożytkowuje się na wytwarzanie w prądownicy ciśnienia, potrzebnego do dania na dachu silnego prądu.

Zwiększona zatem siła pompowania będzie $P_1 + P_2$ (oporów nie wliczamy).

2. Prawo Archimedes'a.

Wypór (ciśnienie wypierające w cieczy) danego ciała równa się wadze cieczy, wypartej przez to ciało.

Pływanie statku.

Jeśli pogrążymy w cieczy jakiekolwiek ciało, to traci ono na wadze tyle, ile waży ciecz, wyparta przez to ciało.

Na tym prawie opiera się pływanie statków na wodzie.

Oznaczmy wypór, t. j. ciśnienie wypierające cieczy przez A, a wagę danego ciała przez K. Wypór A skierowuje się prostopadle ku górze, działając w środku ciężkości cieczy, wypartej przez dane ciało, natomiast waga danego ciała zawsze kieruje się pionowo na dół.

Rozpatrzmy teraz trzy możliwe wypadki a mianowicie: waga K jest większa od wyporu A, waga K jest mniejsza od wyporu A i waga K jest równa wyporowej A.

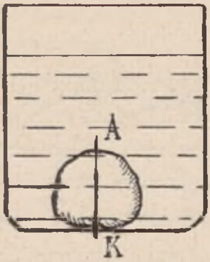
a) Jeśli waga $K > A$, to ciało tonie, (rys. 15) ponieważ wypadkowa $K—A$ jest skierowana na dół. Jednak waga ciała K będzie zmniejszona w cieczy o wagę cieczy, wypartej przez duże ciało, t. j. o wypór A, czyli dane ciało będzie w cieczy ważyć tylko $K—A$.

b) Jeżeli waga $K < A$, (rys. 16) to wypadkowa $A—K$ będzie skierowana ku górze i będzie podtrzymywać ciało w cieczy, będzie ono pływać, przy czym pogrąży się w ciecz tylko część ciała, a waga wypartej cieczy będzie się równała wadze całego

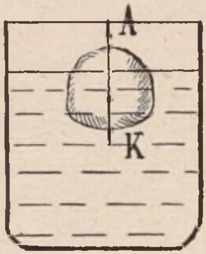
ciała. Wobec tego część ciała wzniesie się nad powierzchnię cieczy.

Za przykład mogą służyć: okręty, parowce i t. p.

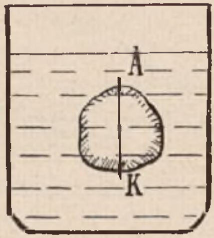
c) W wypadku, gdy $K = A$, ciało zawisa w cieczy, ponieważ wypadkowa obu sił $K - A = O$. (rys. 17).



Rys. 15.



Rys. 16.

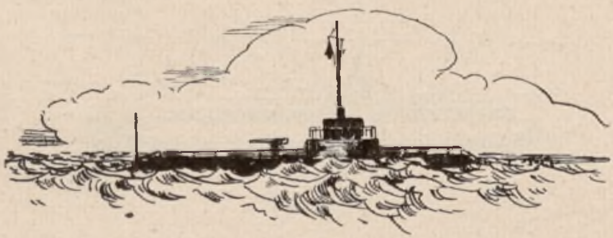


Rys. 17.

Łódź podwodna.

Za przykład może tu służyć łódź podwodna, posiadająca po obu bokach, a również nieraz z przodu i z tyłu cały szereg komór wodnych, które po otwarciu odpowiednich klap mogą być momentalnie napełnione wodą lub też przy puszczeniu w ruch specjalnych pomp — szybko opróżnione z wody.

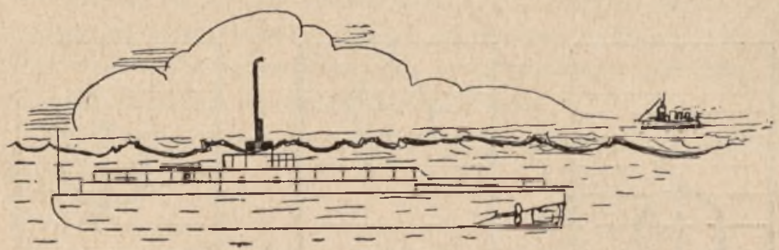
Łódź podwodna zazwyczaj płynie nad wodą (rys. 18), posiłkując się silnikami Diesl'a, które, oprócz wprowadzenia w ruch



Rys. 18.

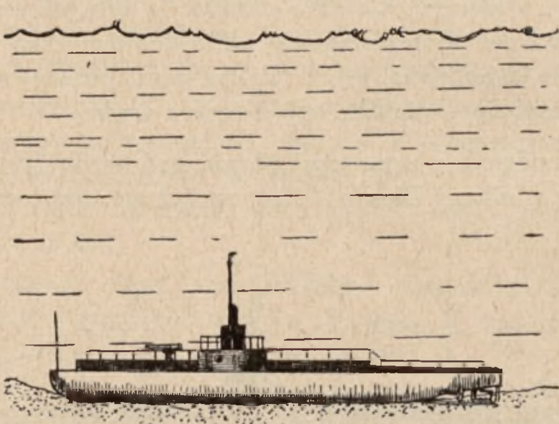
śruby napędowej, ładują przy pomocy prądnicy (dynamo-maszyny) akumulatory, znajdujące się w łodzi w potężnych bateriach w bardzo znacznej ilości. Wtedy $A > K$.

W razie zoczenia nieprzyjaciela, na dany rozkaz otwiera się część klap wodnych (kingstonów) i niektóre komory napełniają się wodą, przy czym ogólny wypór stopniowo się zwiększa, a jednocześnie zwiększa się (przez napełnienie wodą komór) i ogólna waga łodzi *K*; gdy *K* zrówna się z *A*, wtedy łódź zagłębia się w wodę (rys. 19) i zawisa w niej pod powierzchnią mo-



Rys. 19.

rza. Przy dalszem napełnianiu pozostałych komór, *K* stopniowo się zwiększa i łódź zanurza się głębiej. Tu natrafia na warstwy wody, będącej pod większym ciśnieniem, a zatem więcej gęste. Wskutek tego zgęszczenia wody wypór *A* tym sa-



Rys. 20.

mym się zwiększa i łódź, pogrążywszy się powiedzmy na 30 metrów, zawisa również wskutek równowagi, gdyż $K = A$.

W razie potrzeby pozostania pod wodą przez dłuższy czas, jeśli dno nie leży zbyt głęboko, łódź osiada aż na dnie, gdzie przebywa nieruchomo Wtedy wskutek większego jeszcze na-

pełnienia komór wodą ciężar łodzi K staje się większy od A (rys. 20).

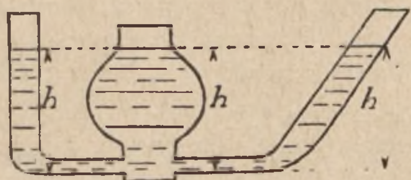
Gdy zachodzi potrzeba wynurzenia się łodzi lub zbliżenia się do powierzchni wody, wtedy uruchamiane są przy pomocy prądu z akumulatorów specjalne pompy, opróżniające komory wodne. Ciężar łodzi K staje się stopniowo coraz mniejszy; łódź trafia na warstwy wyższe coraz mniej gęste, więc i wypór A staje się coraz mniejszy; jednak równowaga $K = A$ jest ciągle zachowana aż do zetknięcia się pokładu łodzi i wieży z powierzchnią wody, po czym, na skutek dalszego opróżniania komór z wody, K staje się mniejszy od A i łódź wypływa na powierzchnię morza.

Jako przykład z praktyki strażackiej może posłużyć wąż ssawny jakiejkolwiek sikawki.

Strażak, skoro tylko zanurzy smok węża w zbiorniku, od razu odczuwa zmniejszający się ciężar tego węża i to tym więcej, im dalej dany wąż zagłębia się w wodę, bo wypór A jest coraz większy. Przy wyjmowaniu węża ssawnego dzieje się odwrotnie: w miarę wydobywania go ze zbiornika, wąż coraz więcej nam ciąży, gdyż waga (K) jest jedna i ta sama, a natomiast wypór (A) coraz się zmniejsza.

3. Równowaga cieczy w naczyniach połączonych.

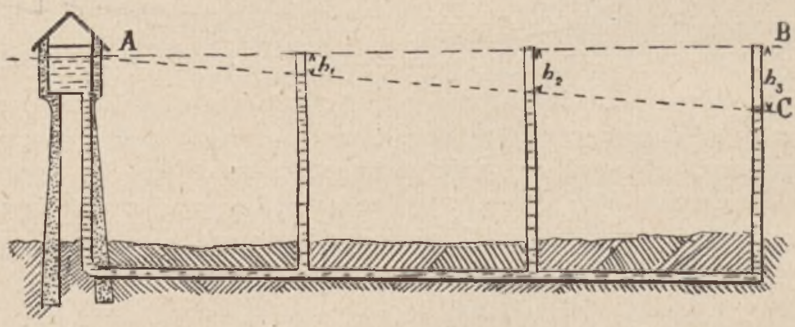
Ciecz w kilku naczyniach połączonych zawsze ma jednakowy poziom, bez względu na formę i wielkość tych naczyń.



Rys. 21.

Na rys. 21-m widzimy wyraźnie, że dana ciecz utrzymuje się na jednym i tym samym poziomie, pomimo bardzo rónorodnych form naczyń połączonych z sobą. Poza tym ciśnienie, jakie wywiera ciężar słupa cieczy na dno naczynia, zależy nie od formy naczynia, a tylko od wysokości słupa cieczy.

Na podstawie tego prawa budowane są wodociągi w miastach i na stacjach kolejowych. Słup wody, wysoko podniesionej na wieży ciśnień, wywiera, na zasadzie tego prawa, ciśnienie, dążące do utrzymania w całej sieci (nie licząc oporów) jednakowego poziomu. Jeśli otworzymy więc w którymkolwiek miejscu hydrant, to nastąpi silny wytrysk. Dzięki temu prawu woda w sieci wodociągowej dochodzi do najwyższych pięter, o ile oczywiście położenie tych pięter będzie niższe od poziomu wody na wieży ciśnień, albowiem wskutek różnego rodzaju oporów w sieci rur wodociągowych poziom wody w różnych punktach miasta będzie nieco niższy: im dalej od wieży ciśnień, tym poziom będzie tam niższy i ciśnienie mniejsze.



Rys. 22.

Rys. 22-gi przedstawia graficznie te straty. Linia poziomu teoretycznego *A B* nazywa się *linią hydrostatyczną*, a linia faktycznego zmniejszania się ciśnienia nosi nazwę *linii ciśnienia hydraulicznego A C*. Różnica poziomów obu linii w różnych punktach jest właśnie powodowana stratą ciśnień wskutek różnego rodzaju oporów (h_1, h_2 i t. d.).

Po zobrazowaniu tych kilku praw z dziedziny hydrostatyki wypada z kolei zająć się hydrodynamiką, która w pożarnictwie gra rolę dominującą.

III. Hydrodynamika.

Hydrodynamiką nazywa się część hydrauliki, zajmująca się badaniem zjawisk, zachodzących w czasie ruchu cieczy.

Hydrodynamika poucza o wypływie cieczy z naczyń, o jej przepływie w przewodach, podaje szereg wzorów, dotyczących różnego rodzaju oporów, które powstają podczas tego przepływu, bada wytryski i t. zw. wzloty i przeloty (wysokości i długości prądów) i t. p. zjawiska.

Zadania hydrotechniki.

Z tych wszystkich zagadnień największe znaczenie dla pożarnictwa mają następujące: zasady przepływu cieczy przez przewód, straty ciśnienia zużytego na wywołanie prędkości cieczy, opory przyśpieszenia, opory tarcia, opory przy zmianie przekrojów, opory przy zmianie kierunków i wreszcie wzloty i przeloty.

Rozpatrzmy je po kolei.

1. Zasady przepływu cieczy przez przewód.

Ciśnienie i szybkość przepływu cieczy przez jakikolwiek przewód znajdują się zawsze we wzajemnej zależności.

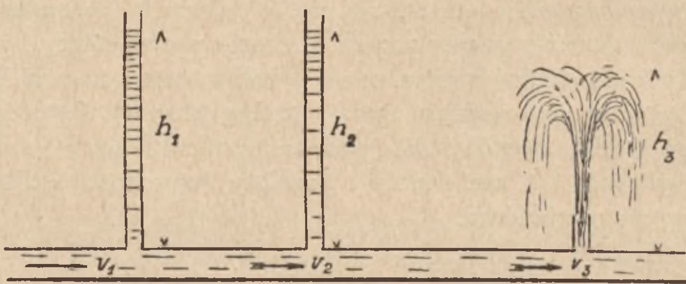
Szybkość wody i ciśnienie.

Ilość przepływającej cieczy zależy od szybkości przepływów w różnych punktach przewodu, jak również i od powierzchni przekrojów danego przewodu w tych punktach.

Podczas rozpatrywania zasadniczych pojęć z mechaniki w dziale 1-m p. t. „*Siła, przyśpieszenie i szybkość*" określiliśmy zasadniczy wzór:

$$h = \frac{v^2}{2g}$$

i w dziale 2-m, traktującym o *ruchu cieczy*, doszliśmy do wniosku, że ciśnienie *h*, pod którym znajduje się w danym punkcie przewodu ciecz, wywołuje szybkość tej cieczy *v* i odwrotnie szybkość, z jaką płynie w danym przewodzie ciecz, powoduje odpowiednie ciśnienie *h*, które w danym punkcie może wywołać wytrysk na wysokość nieco mniejszą od teoretycznej wysokości ciśnienia *h*, wskutek oporu powietrza (patrz rys. 23).



Rys. 23.

Co zaś się tyczy wzajemnego uzależnienia ilości przepływającej cieczy od szybkości przepływu i od powierzchni przekroju, to stosunek ten wyraża się bardzo prostym wzorem:

$Q = F_1 v_1 = F_2 v_2 = F_3 v_3$ ... i t. d. gdzie

Q — ilość wody przepływającej przez dany przewód,

F_1 — powierzchnia przekroju w metrach w danym punkcie przewodu,

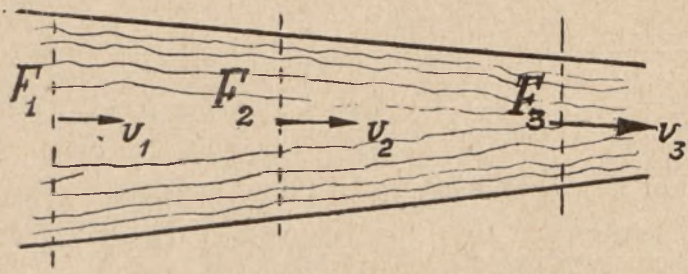
v_1 — szybkość cieczy w metrach na sekundę w tym samym punkcie,

F_2 — powierzchnia przekroju w drugim punkcie,

v_2 — szybkość cieczy w drugim punkcie i t. d. (rys. 24).

Ze wzoru $F_1 v_1 = F_2 v_2$ wynika, że dla przepływu w określonym czasie jednej i tej samej ilości cieczy szybkość jej powinna być tym większa, im mniejsza jest powierzchnia przekroju i odwrotnie.

Przykład. Przykład, rzucający się w oczy, stanowi potok górski lub rzeka, której brzegi raz się zwężają, to znów rozszerzają, przy czym dno jest albo płytkie, albo też napotyka się głębie. Łódź, płynąca po tego rodzaju rzece, w miejscach o rozszerzonych brzegach i głębszym dnie (powierzchnia przekroju



Rys. 24.

duża) posuwa się wolniej, natomiast przy zbliżonych do siebie brzegach i płytkim dnie (powierzchnia przekroju mała), woda tworzy rwący potok, nabierając większej szybkości.

Przytoczony powyżej wzór znajduje również stałe zastosowanie przy obliczaniu oporów, powstających przy zmianach przekrojów przewodów, o czym przekonamy się poniżej.

Obliczanie ciśnienia w pyszczku.

Posiłkując się tym wzorem, możemy przeprowadzić różnego rodzaju obliczenia, dotyczące szybkości wody przy różnego rodzaju średnicach pyszczka.

Jeśli woda w wężu tłocznym 52 mm ∅ posiada szybkość 3 m, to szybkość ciśnienia prądu w pyszczku 10 mm ∅ będzie następująca:

Oznaczamy szybkość prądu w pyszczku przez v_p.
" " " wężu przez v (= 3 m).
" ciśnienie wody w pyszczku przez h_p.
" średnicę węża tłocznego przez d (= 52 mm).
Oznaczamy średnicę pyszczka przez d_p (= 10 mm).
Ze wzoru $F \,.\, v = F_p \, v_p$ wynika:
wstawiając zamiast F i F_p ich wielkości, t. j.

$$\frac{\pi d^2}{4} \quad \text{i} \quad \frac{\pi d_p^2}{4}$$

otrzymamy

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot v = \frac{\pi d_p^2}{4} \cdot v_p$$

stąd

$$v_p = \frac{\pi d^2 \cdot v \cdot 4}{4 \pi d_p^2}; \; v_p = \frac{d^2}{d_p^2} \cdot v; \; v_p = \frac{(0{,}052)^2}{(0{,}010)^2} \cdot 3; \; v_p = 27 \text{ m}.$$

Ciśnienie

$$h = \frac{(v_p)^2}{2g}; \; h = \frac{(27)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \; h = \sim 37 \text{ m} \quad \text{czyli} \sim 3{,}7 \text{ atm.}$$

Jest to bardzo dobry i silnie biczujący prąd.

Określenie wydajności.

Obliczmy wydajność tego prądu, t. j. ilość wody, podawanej na minutę.

Posiłkujemy się naszym wzorem

$$Q = F_p \cdot v_p.$$

$$Q = \frac{\pi \cdot (0{,}01)^2}{4} \cdot 27 \quad Q = 0{,}00212 \text{ m}^3 \text{ w sekundzie}$$

czyli

$$Q = 0{,}00212 \,.\, 1000 \,.\, 60 = 12 \text{ litr. wody na minutę.}$$

2. Straty ciśnienia dla wytworzenia prędkości.

Aby wywołać ruch w cieczy, pozostającej w bezruchu w rurze ssawnej sikawki lub pompy, trzeba zużyć pewne ciśnienie.

Strata ogólna ciśnienia, zużytego na wywołanie ruchu cieczy w rurze ssawnej, wyrazi się wzorem:

$$h_{pr} = \frac{v_{pr}^2}{2g}$$

Jeśli np. szybkość przepływu wody w wężu ssawnym sikawki będzie 2 m/sek., to strata ciśnienia wyniesie:

$$h_{pr} = \frac{(2)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \; h_{pr} = \sim 0{,}2 \text{ m.}$$

3. Opór przyśpieszenia.

Oporem przyśpieszenia masy cieczy ssanej (przez sikawkę lub pompę) nazywamy ciśnienie, zużywane dla wprowadzenia w ruch cieczy, która podczas każdego skoku tłoka musi w martwych punktach dojść do bezwładu.

Wzór dla oporu przyspieszenia.

Aby wyprowadzić wzór, obrazujący ten opór, musimy wyjść z założenia, że tłok sikawki (lub pompy), wywołujący przyśpieszenie masy cieczy, sam powinien mieć przyśpieszenie. Jeżeli tłok pompy jest poruszany korbowodem i korbą o promieniu *(r)* i prędkość czopu korbowego jest *(v)*, to największe przyśpieszenie tłoka *(p)* wyraża się wzorem:

$$p = \frac{v^2}{r}$$

Uwaga. Tu zmuszeni jesteśmy przyjąć niektóre dane a priori (z góry), albowiem wyprowadzanie ich zajęłoby dużo czasu, a przy tym przy niektórych wzorach trzebaby było posiłkować się wyższą matematyką.

Jeżeli oznaczymy przez *(F)* powierzchnię przekroju cylindra (tłoka) pompy, a przez (F_s) powierzchnię przekroju węża ssawnego, to wzór oporu przyśpieszenia w wężu ssawnym słupa cieczy, powracającej periodycznie co skok do bezwładu, będzie

$$p_s = \frac{v^2}{r} \frac{F}{F_s}$$

Aby podczas pompowania słup cieczy w wężu ssawnym „nie urwał się", przyśpieszenie jej, wywołane przez przyśpieszenie tłoka, musi być równe lub mniejsze od przyśpieszenia, wywołanego ciśnieniem powietrza (atmosfery), czyli

$$p_s \leqq p_p$$

gdzie p_s jest przyśpieszenie wywołane ciśnieniem tłoka,
p_p „ „ „ „ powietrza.

Tu również zmuszony jestem do zwrócenia uwagi, że niemożliwe jest w popularny sposób wytłumaczyć wzór oporu przyśpieszenia i dlatego musimy wzór ten przyjąć z góry.

Oznaczamy przez (l_s) długość w metrach słupa wody, powracającego każdorazowo do bezruchu, i przez *(g)* przyśpie-

szenia ciężkości, wywołane przyciąganiem ziemi $(g = 9{,}81)$; otrzymamy ostateczny wzór:

$$p_s = \frac{v^2}{r} \cdot \frac{F_s}{F} \cdot \frac{l_s}{g}.$$

Wielkość (r) w sikawce ręcznej zamiast promienia korby będzie stanowiła długość ramienia dźwigni od łożyska (punkt oparcia) do punktu osadzenia na niej tłoczyska $(r = 0{,}26—0{,}27)$.

Przykład. Spróbujmy na przykładzie rozwiązać nasze zagadnienie. Sikawka ręczna 1-cylindrowa z podwójnie działającym tłokiem o średnicy $D = 125$ mm i skoku $s = 200$ m działa za pomocą ruchu dźwigni, który przy pełnych skokach wynosi 50 wahań na minutę. Obliczyć opór przyśpieszenia.

Rozwiązanie. W naszym podstawowym wzorze

$$p_s = \frac{v^2 F_s}{r\ F} \cdot \frac{l_s}{g}$$

mamy niewiadomą (p_s). Inne dane są określone (r, g) lub też możemy je obliczyć (v, F, F_s, l_s).

Przede wszystkim obliczamy szybkość (v).

Przy 50 pełnych, podwójnych skokach $(n = 50)$ sikawka podaje teoretycznie na minutę ilość wody (Q):

$$Q = 2\, n \frac{\pi D^2}{4} \cdot s, \text{ gdzie } D = 1{,}25 \text{ dcm, a skok } s = 2{,}0 \text{ dcm}^{*})$$

Zatem

$$Q = 2 \,.\, 50 \frac{\pi\,(1{,}25)^2}{4} \cdot 2; \quad Q = 245 \text{ litr/min}$$

a na sekundę

$$Q' = \frac{245}{60}; \quad Q' = 4{,}1 \text{ litr/sek.}$$

Szybkość wody, przepływającej w wężu ssawnym (v), da się łatwo określić, ponieważ znamy powierzchnię przekroju węża (F_s) i ilość wody przepływającej przezeń na sekundę (Q')

$$Q' = F_s\, v, \text{ gdzie } Q' = 4{,}1 \text{ litr. i } F_s = \frac{\pi\,(0{,}5)^2}{4};$$

stąd

$$v = \frac{4{,}1}{\frac{\pi\,(0{,}5)^2}{4}}; \quad v = \sim 21 \text{ dcm czyli } v = \sim 2{,}1 \text{ m.}$$

---

[1]) (D) i (s) przyjmujemy do naszego wzoru w decymetrach, aby ułatwić obliczenie wydajności sikawki w litrach.

Określamy teraz powierzchnię przekroju cylindra (F) i powierzchnię przekroju węża ssawnego (F_s) w metrach[2]

$$F = \frac{\pi D^2}{4}; \quad F = \frac{\pi (0,125)^2}{4}; \quad F = 0,0123 \text{ m}^2$$

$$F_s = \frac{\pi D^2}{4}; \quad F_s = \frac{\pi (0,05)^2}{4}; \quad F = 0,00196 \text{ m}^2$$

Dla określenia długości słupa wody węża ssawnego (l_s), powracającego co skok do bezruchu, musimy wziąć pod uwagę pojemność cylindra sikawki, czyli ilość wody ssanej podczas jednego skoku.

$$Q'' = \frac{Q}{2\,n}; \quad Q'' = \frac{245}{2.50}; \quad Q'' = 2,45 \text{ litr.} \quad l_s = \frac{Q''}{F_s}; \quad l_s = \frac{0.00245}{0.00196}; \quad l_s = 1,2 \text{ m.}$$

Podstawwiając wszystkie otrzymane powyżej dane do naszego wzoru:

$$p_s = \frac{v^2}{r} \cdot \frac{F}{F_s} \cdot \frac{l_s}{g}$$

otrzymamy

$$p_s = \frac{(2,1)^2}{0.26} \cdot \frac{0,0123}{0,00196} \cdot \frac{1,2}{9,81}; \quad p_s = 12,7 \text{ m.}$$

czyli przeszło 1 atmosfera.

Istotnie, w sikawkach ręcznych tłokowych dość znaczna część energii musi być zużywana na ustawiczne wprawianie w ruch wody, powracającej co skok do bezruchu.

4. Opór tarcia.

Ciecz, przepływającą przez jakikolwiek przewód, podlega pewnego rodzaju hamowaniu wskutek t. zw. *oporu tarcia.*

Istota oporu.

Cząstki cieczy, płynące tuż przy ściankach przewodu, zawadzają o wystające na powierzchni ścianki chropowatości (supełki i włoski w wężu parcianym, grudki rdzy w rurze żelaznej i t. p.), zwalniając swój bieg i wpływając również hamująco na sąsiednie cząstki cieczy, znajdujące się bliżej osi przewodu; te wywołują znów tarcie z cząstkami będącymi jeszcze bliżej osi i t. d. Wskutek całego szeregu tych różnych tarć cząstek wody o ścianki przewodu i między sobą, powstaje opór, dla przezwyciężenia którego potrzebne jest pewne ciśnienie.

Wzór oporu tarcia.

Wzór oporu tarcia można wyprowadzić w następujący sposób:

Podstawową część wzoru stanowi klasyczny wzór

$$h = \frac{v^2}{2g}$$

Wynika z niego, że o ile większa będzie prędkość przepływającej przez dany przewód cieczy, o tyle opór zwiększy się w drugiej potędze.

Opór tarcia jest również zależny od długości przewodu *(l)* i im dłuższy jest dany przewód, tym proporcjonalnie jest większe tarcie.

W stosunku do średnicy przewodu, opór kilkakrotnie (w czwartej potędze) zmienia się w stosunku odwrotnym: im mniejsza jest średnica przewodu, tym opór w 4-ej potędze się zwiększa i odwrotnie, o czym będziemy mówili dalej w specjalnym rozdziale.

Współczynnik tarcia.

Pozostaje jeszcze jedna wielkość, a mianowicie *współczynnik tarcia* (λ).

Jest to wielkość wyprowadzona empirycznie, t. j. za pomocą całego szeregu skrupulatnych badań i pomiarów, które były prowadzone przez trzech uczonych Weisbacha, Darcy'ego i Dupuit'a.

Wzór Weisbacha.

Weisbach w swoim wzorze używa prędkości cieczy, przy czym podaje ją w pierwiastku drugiej potęgi.

Wzór Weisbacha jest następujący:

$$\lambda = 0{,}02 + \frac{0{,}004}{\sqrt{v}}$$

Wzór Darcy'ego.

Darcy natomiast wprowadza jeszcze współczynnik „σ" zależny od stopnia chropowatości ścian przewodu oraz średnicę przewodu *„d"*.

Wzór Darcy'ego jest następujący:

$$\lambda = \left(0{,}01989 + \frac{0{,}0005078}{d}\right)\sigma$$

Przy czym przyjmuje się:

$\sigma = 1$ dla przewodów gładkich,

$\sigma = 1,5$ dla mniej chropowatych,

$\sigma = 2$ dla bardzo chropowatych.

Na zasadzie szeregu porównawczych doświadczeń z wężami parcianymi i wężami gumowymi, o czym będzie mowa dalej, należy przyjąć dla węży parcianych $\sigma = 2,2$, a dla gumowych $\sigma = 1,1—1,2$.

Mając wszystkie powyżej wymienione czynniki, od których zależny jest opór tarcia w przewodzie, możemy sami wyprowadzić wzór:

Nazwijmy przez „h_t" stratę ciśnienia w metrach, wywołaną przez opór tarcia.

d oznacza średnicę przewodu w metrach, *l* — długość przewodu w metrach, *v* — szybkość cieczy w m/sek., *g* — przyśpieszenie przyciągania ziemi = 9,81 m, λ — współczynnik tarcia.

Otrzymamy wzór oporu tarcia

$$h_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Rozwiążmy parę przykładów:

Przykład 1. Jaki opór tarcia będzie w wężu parcianym 150 m dł., 52 mm ∅, przy przepływie w nim 200 litrów wody na minutę?

Rozwiązanie. Musimy przede wszystkim określić szybkość przepływającej wody (*v*) z następującego wzoru:

$$\frac{\pi d^2}{4} v = \frac{Q}{60}; \text{ gdzie } Q = 0,2 \text{ m}^3; \; d = 0,052 \text{ m}.$$

Wtedy otrzymamy równanie:

$$v = \frac{Q}{60 \frac{\pi d^2}{4}}; \; v = \frac{0,2}{60 \frac{\pi (0,052)^2}{4}}.$$

Teraz należy określić wielkość współczynnika λ, przyjmując σ — 2,2 dla węży parcianych.

$$\lambda = \left(0,01989 + \frac{0,0005078}{0,052}\right) \cdot 2,2; \; \lambda = 0,06512$$

Podstawiając otrzymane wielkości do naszego wzoru, będziemy mieli:

$$h_t = 0,06512 \cdot \frac{150}{0,052} \cdot \frac{(1,7)^2}{2 \cdot 9,81}; \; h_t = \sim 26 \text{ m czyli } h_t = \sim 2,6 \text{ atm.}$$

Przykład 2. Określić opór tarcia w linii wężowej 400 m długiej 52 mm ∅, złożonej z odcinków węży gumowanych przy przepływie 350 litrów wody na minutę.

Rozwiązanie:

$$v = \frac{Q}{60\frac{\pi d^2}{4}};\quad v = \frac{350}{60\frac{\pi (0{,}052)^2}{4}}.$$

Współczynnik oporu tarcia według wzoru Darcy'ego

$$\lambda = \left(0{,}01989 + \frac{0{,}0005078}{0{,}052}\right)1{,}1,\ \text{gdzie}\ \varepsilon = 1{,}1\quad \lambda = 0{,}03256.$$

Zatem opór tarcia w naszej linii wyniesie:

$$h_t = 0{,}03256 \cdot \frac{400}{0{,}052} \cdot \frac{(2{,}8)^2}{2 \cdot 9{,}81}$$

$$h_t = \sim 9{,}9\ \text{m t. j.} \sim 0{,}99\ \text{at.} \sim 1\ \text{atm.}$$

Zależność oporu tarcia od średnicy węża.

Czynniki oporu tarcia.

Jak widzieliśmy uprzednio, strata wywołana oporem tarcia (w metrach) zależy w prostym stosunku od następujących czynników:

1) od spółczynnika tarcia (λ),

2) od długości węża *(l)*

i w odwrotnym stosunku od przyśpieszenia ciężkości *(g)*, oraz od średnicy węża *(d)*. Bardzo znaczna natomiast jest zależność oporu od szybkości przepływającej w wężu wody, bo w drugiej potędze (v^2).

Ponieważ wielkość λ, l i g w naszym założeniu nie grają pierwszorzędnej roli, pozostają przeto dwa czynniki, t. j. średnica węża *(d)* i szybkość wody *(v)*, którymi w naszem rozumowaniu wypada operować.

Jaka jest ich wzajemna zależność?

Otóż w pierwszej linii musimy pamiętać o zasadniczym wzorze, określającym jakąś stałą ilość wody, która przepływa przez dany wąż.

$Q = F v$; gdzie Q — ilość wody, F — płaszczyzna przekroju węża i v — szybkość.

Płaszczyzna przekroju wyraża się, jak wiadomo, wzorem:

$$F = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Wstawiając tę wielkość do naszego poprzedniego wzoru, otrzymamy:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v.$$

Przyjmując ilość wody jako wielkość ustaloną możemy ustosunkować sobie wielkości v i d, mianowicie:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad \text{i} \quad d = \sqrt{\frac{4Q}{v\pi}}.$$

Widzimy z tych wzorów, że szybkość zależna jest — i to w znacznym stopniu — od średnicy; przy czym zależność ta jest w odwrotnym stosunku i do tego w drugiej potędze, to znaczy: im jest średnica danej rury (węża) większa, tym szybkość przepływającej wody jest mniejsza w drugiej potędze.

Rozpatrzmy teraz wzór oporu tarcia, od którego zaczęliśmy, a mianowicie:

$$h_t = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

Widzimy tu obie wielkości d i v, przy czym d wyrażone jest w metrach, czyli np. wąż 2-calowy ma we wzorze średnicę 0,052 m. Dzieląc więc w danym wzorze przez d, mnożymy przez 1000 i dzielimy przez 52. Widzimy więc, jak znaczny wpływ wywiera tu średnica węża.

Zależność oporu od średnicy w 4-ej potędze.

Jeszcze większy wpływ i to w czwartej potędze wywiera średnica na opór tarcia, przez uzależnienie od niej szybkości wody; a to wskutek tego, że mamy w naszym wzorze (oporu) w liczniku szybkość w drugiej potędze *(v^2);* oprócz tego szybkość ta zależna jest od średnicy w stosunku odwrotnym też w drugiej potędze, jak to widzieliśmy we wzorze $v = \frac{4Q}{\pi d^2}$. Stąd wniosek, że przy dalszym omawianiu sprawy długich linii tłocznych i ich rozgałęzień należy bardzo się zastanowić przy osta-

tecznym ustalaniu zasadniczej kwestii, tyczącej się tak wyboru systemu magistrali i rozgałęzień, jak również ich średnic. O tym będziemy mówili szczegółowo w rozdziale p. t. „Linie wężowe tłoczne i ich rozgałęzienia".

Obecnie przechodzimy do omówienia oporu innego rodzaju.

5. Opór przy zmianie kierunku.

Istota oporu.

Podczas przepływu przez przewód ciecz na zasadzie prawa bezwładności (patrz str. 9) płynie po linii prostej. Łuk na przewodzie lub inna krzywizna zmusza ciecz do zmiany kierunku i wtedy powstaje opór. Cząstki cieczy, trafiając na krzywiznę, podlegają zahamowaniu. Przy łuku o małym promieniu powstają uderzenia, wiry, które hamująco wpływają na bieg cieczy i zmniejszają jego szybkość.

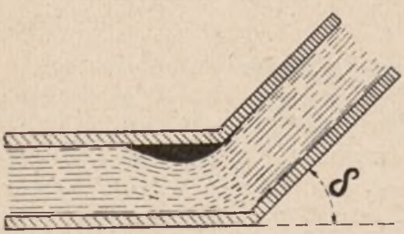
Dla przezwyciężenia tego oporu musi być zwiększone ciśnienie.

Zależność oporu od kąta i łuku.

Opór ten zależy od wielkości kąta, pod którym kierunek się zmienia, jak również i od promienia łuku, pod którym zachodzi zmiana kierunku: im kąt jest większy a promień łuku mniejszy, tym opór jest większy i odwrotnie.

Jest zrozumiałe, że opór jest zależny również od szybkości cieczy i to w drugiej potędze, gdyż i tu podstawą jest nasz klasyczny wzór

$$h = \frac{v^2}{2g}$$



Rys. 25.

Wzór oporu przy łagodnym łuku.

Wzór oporu przy zmianie kierunku będzie następujący:

$$h_k = \zeta_k \frac{v^2}{2g},$$

gdzie ζ_k jest współczynnikiem oporu, zależnym od kąta, co się wyraża w następującym zestawieniu: (rys. 25).

I TABLICA.

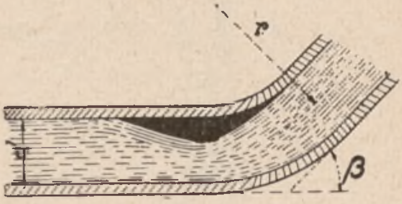
Współczynnik oporu przy zmianie kierunku pod kątem.

Dla kąta $\delta =$	20°	40°	60°	80°	90°	100°	120°	140°
Współczynnik $\zeta_k =$	0,046	0,139	0,364	0,740	0,984	1,260	1,861	2,431

Wzór oporu wyżej wskazany może być stosowany w tych wypadkach, kiedy łuk zgięcia jest stosunkowo łagodny, a promień jego większy.

Wzór oporu przy małym łuku.

Przy bardziej gwałtownej zmianie kierunku ułożenia linii wężowej, a co za tym idzie, mniejszym promieniu łuku zagięcia, musi być stosowany wzór inny.



Rys. 26.

Jeśli $r \leqq 2{,}5\ d$ (rys 26), to wzór będzie następujący:

$$h_k = \zeta_k \frac{\beta^0}{90^0} \frac{v^2}{2g}, \text{ gdzie } \zeta'_k = 0{,}131 + 0{,}163 \left(\frac{d}{r}\right)$$

Współczynnik oporu zmiany kierunku przy $r \leqq 2{,}5\ d$ ζ'_k zależy od stosunku średnicy przewodu do promienia łuku zagięcia według następującego zestawienia:

II TABLICA.

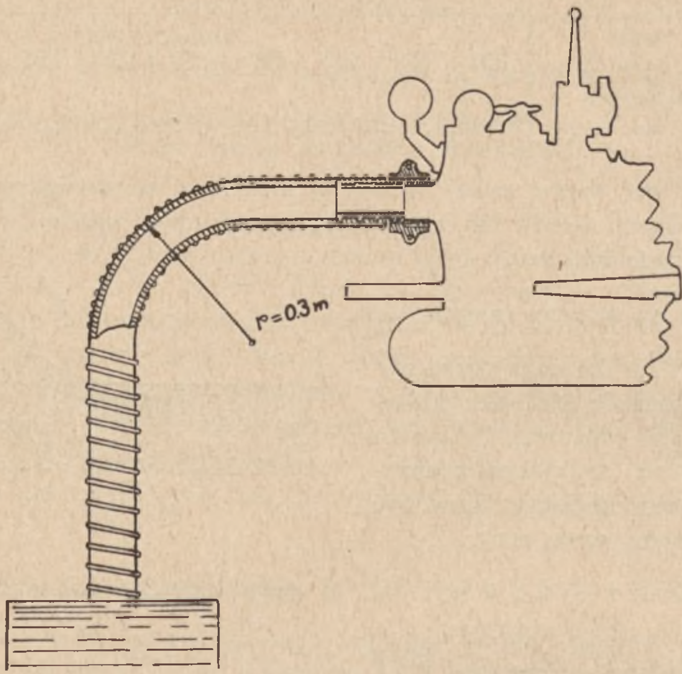
Współczynnik oporu przy zmianie kierunku pod łukiem.

Dla $d : r$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
ζ'_k	0,138	0,158	0,206	0,294	0,440	0,661	0,977	1,408	1,979

Obliczmy te opory, powstające przy zmianie kierunku, na przykładach.

Przykład 1. Wąż ssawny 65 mm ∅ od motopompy P_2 jest zanurzony pionowo w podziemnym zbiorniku (rys. 27) i podaje 500 ltr/min. Górna część węża jest wygięta łukiem o promieniu 0,3 m pod kątem prostym do poziomu. Obliczyć opór na tym łuku.

Rozwiązanie. Ponieważ $r > 2{,}5\ d$ czyli $0{,}3\ m > 0{,}1625\ m$. więc w danym wypadku posiłkujemy się wzorem pierwszym.



Rys. 27.

$$h_k = \zeta_k \frac{v^2}{2g}$$

Szybkość $v = \dfrac{Q}{60 \cdot \dfrac{\pi d^2}{4}}$; $v = \dfrac{0{,}5}{60 \dfrac{\pi (0{,}065)^2}{4}}$; $v = 2{,}5$ m

Z tablicy widzimy, że przy $\delta = 90^0$, spółczynnik $v = 2{,}5$ m $\zeta_k = 0{,}984$.

Stąd $h_k = 0{,}984 \dfrac{(2.5)^2}{2 \cdot 9{,}81}$; $h_k = \sim 0{,}31$ m.

Przykład 2. Linia wężowa tłoczna od sikawki silnikowej prowadzi na dach po drabinie Szczerbowskiego, opartej pod kątem 80^0, przy czym łuk wygięcia linii ma promień 200 mm; dalej linia ta jest poprowadzona przez dach o pochyleniu 30^0 i na jego krawędzi przechodzi przez siodełko rolkowe o promieniu 180 mm. Sikawka podaje 450 ltr/min. Obliczyć opory w linii przy obu łukach (rys. 28).

Rozwiązanie. Mamy tu dwie zmiany kierunku: jedną na dole o promieniu łuku $r_1 = 200$ mm, czyli $r_1 > 2{,}5\ d$ a drugą na wierzchołku drabiny $r_2 = 100$ mm, czyli $r_2 < 2{,}5\ d$.

Na dole kąt zmiany wynosi $\delta_1 = 80^0$
Na górze kąt zmiany wynosi $\delta_2 = 90^0 - 10^0 - 30^0$; $\delta_2 = 50^0$

Szybkość wody przepływającej

$$v = \frac{450}{60 \dfrac{\pi (0{,}052)^2}{4}}; \quad v = 3{,}5 \text{ m.}$$

W pierwszym wypadku używamy wzoru pierwszego

$$h_{k_1} = \zeta_{k_1} \frac{v^2}{2g};$$

Współczynnik oporu ζ_{k_1} przy $\delta_1 = 80^0$ wyniesie $\zeta_{k_1} = 0{,}740$.

$$\text{Zatem } h_{k_1} = 0{,}74 \frac{(3{,}5)^2}{2 \cdot 9{,}81};$$

$$h_{k_1} = \sim 0{,}46 \text{ m.}$$

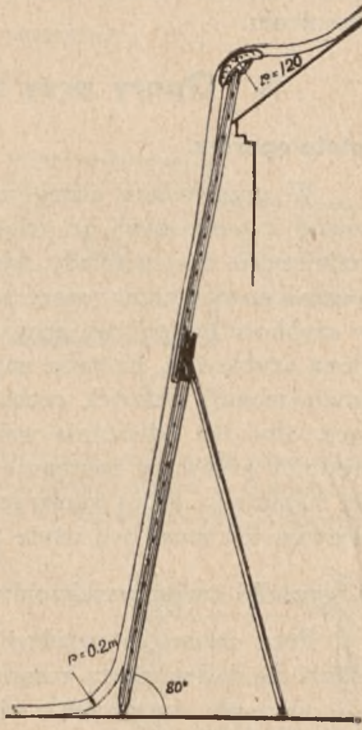
Zmiana kierunku przy przejściu linii z drabiny na dach odbywa się po siodełku o promieniu łuku $r_2 = 120$ mm.

Zatem do wyliczenia oporu służy tu wzór

$$h_{k_2} = \zeta'_k \frac{\beta^0}{90^0} \frac{v^2}{2g}, \text{ gdzie } \beta^0 = 50^0;$$

$$\zeta'_k = 0{,}131 + 0{,}163 \left(\frac{d}{r}\right)^{3,5}$$

przy czym $d = 52$ mm $r = 120$ mm.



Rys. 28.

Stąd $\zeta'_k = 0{,}131 + 0{,}163 \left(\dfrac{52}{120}\right)^{3,5}$; $\zeta'_k = \sim 0{,}445$

Podstawimy nasze dane do wzoru

$$h_{k_2} = 0{,}445 \cdot \frac{50}{90} \cdot \frac{(3{,}5)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \quad h_{k_2} = \sim 0{,}13 \text{ m.}$$

Zatem opory przy obu zmianach kierunku wynoszą

$$h_k = h_{k_1} + h_{k_2}; \quad h_k = 0{,}46 \text{ m} + 0{,}13 \text{ m}; \quad h_k = 0{,}59 \text{ m.}$$

Widzimy więc, że według podanych wyżej dwóch wzorów z łatwością możemy obliczyć straty w ciśnieniu, na jakie zazwy-

czaj natrafiamy podczas prowadzenia linii wężowej przy wygięciach i łukach. Z powyższych wzorów i paru przytoczonych przykładów wynika, że w miarę możności podczas prowadzenia linii tłocznych należy unikać zmian kierunku i łuków o małym promieniu.

6. Opory przy zmianach przekrojów.

Istota oporów.

W przewodach okrągłych przy zmianach przekrojów, zarówno z mniejszych na większe, jak również z większych na mniejsze, a więc i wtedy, kiedy przewód raptownie się zwęża, a zaraz po tym znów rozszerza — powstają opory wskutek zmian w szybkości przepływającej cieczy, która, płynąc z pewną określoną szybkością, natrafia nagle na ciecz o szybkości przepływu zmniejszonej, wskutek czego powstaje jakby uderzenie tamujące, albo też odwrotnie wskutek raptownego zmniejszania się średnicy przewodu następuje dławienie cieczy, wiry i t. p. objawy hamujące, które sumarycznie formują opory; dla przezwyciężenia ich musi być użyte pewne ciśnienie.

4 wypadki zmian przekrojów.

Przy zmianach przekrojów w przewodach okrągłych rozróżnić się dadzą cztery zasadnicze wypadki.

a) nagłe rozszerzenie się przewodu,
b) nagłe zwężenie się przewodu,
c) nagłe zwężenie się i zaraz potem nagłe rozszerzenie się przewodu,
d) przepływ przez otwór w błonie.

Rozpatrzmy każdy z poszczególnych tych wypadków.

a) Straty spowodowane przez nagłe rozszerzenie się przewodu.

Wzór.

Cały szereg doświadczeń przeprowadzonych przez Weisbacha i Fliegnera ustalił następujący wzór:

$$h_{p_1} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2\,g}, \text{ gdzie}$$

v_1 — szybkość przepływającej wody w części węższej.
v_2 — szybkość przepływającej wody w części szerszej.
h_p — strata ciśnienia wywołana przez nagłe rozszerzenie się przewodu (rys. 29).

Biorąc pod uwagę zasadnicze równanie:

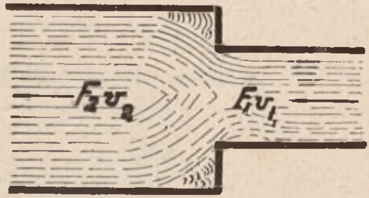
$$F_1 v_1 = F_2 v_2$$

można pierwszy wzór zmodyfikować

$$h_p = \frac{v_2^2}{2g}\left[\frac{F_2}{F_1} - 1\right]^2$$

lub też

$$h_{p_1} = \frac{v_1^2}{2g}\left[\frac{F_2}{F_1}\left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)\right]^2$$



Rys. 29.

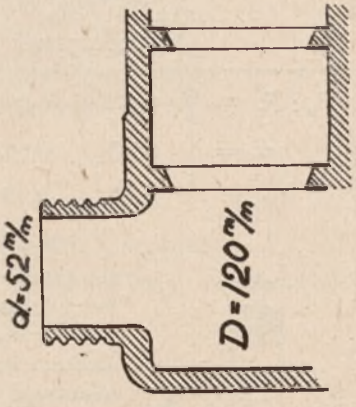
Przykład. Jako przykład oporu wywołanego przez nagłe rozszerzenie się przewodu bierzemy sikawkę ręczną o wydajności 200 l/m. w tym miejscu, w którym z nasady ssawnej woda wpływa do komory ssawnej. Obliczamy tu stratę ciśnienia.

Jak widać ze szkicu (rys. 30) d = 52 mm ∅, D. = 120 mm ⦰, przy czym komora ssawna stanowi połowę walca o średnicy 120 mm. Jeśli sikawka podaje 200 litrów wody na minutę, to na sekundę

$$\frac{200}{60} = 3{,}3 \text{ litr/sek.}$$

$$F_1 = 0{,}2123 \text{ dcm}^3;\ v_1 = \frac{3{,}3}{0{,}2123}$$

czyli $v_1 = \simeq 1{,}5$ m.



Rys. 30.

Teraz należy określić stosunek

$$\frac{F_2}{F_1}$$

$$0{,}5\,\frac{\pi D^2}{4} = 0{,}0056 \text{ m}^2 \qquad \frac{\pi d^2}{4} = 0{,}002123 \text{ m}^2$$

stąd

$$\frac{F_2}{F_1} = \sim 26;\quad v_2 = \frac{F_1}{F_2} = v_1;\quad v_2 = \sim 0{,}6 \text{ m.}$$

Posiłkując się wzorem

$$h_{p_1} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

określamy

$$h_{p1} = \frac{(1,5 - 0,6)^2}{2.9,81} \quad h_{p1} = \sim 0,05 \text{ m.}$$

b) Straty wskutek nagłego zwężenia się przewodu.

Stratę ciśnienia przy nagłym zwężeniu (rys. 31) przewodu określić możemy ze wzoru:

$$h_{p2} = \zeta_{p2} \frac{v_2^2}{2\ g}; \text{ gdzie } \zeta_{p2} = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2,$$



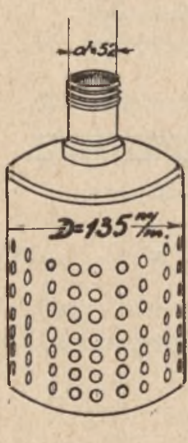
Rys. 31.

gdzie α ζ_{p2} jest to współczynnik dławienia, który otrzymuje się z następującej tablicy:

III TABLICA.

Współczynnik oporu przez zwężenie.

$F_2 : F_1 =$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\alpha =$	0,60	0,61	0,63	0,67	0,73	1,0
$\zeta_{p2} =$	0,50	0,42	0,33	0,25	0,15	0



Rys. 32.

Przykład. Jako przykład przytoczyć można raptowne zmniejszenie się przekroju w smoku, w którym dno i dolna część płaszcza mają otworki, górna zaś jest bez otworków (rys. 32). Średnica smoka $D = 135$ mm, średnica wewnętrzna obsady węża ssawnego sikawki silnikowej d = 60 mm. Sikawka podaje 600 l/m. Znaleźć opór zwężenia.

Rozwiązanie. — Przede wszystkim dla odnalezienia w tablicy współczynnika dławienia α oraz ζ_{p2} należy określić stosunek $F_2 : F_1$.

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4}; \quad F_2 = \frac{\pi d^2}{4};$$

$$F_1 = 0,014314 \text{ m}^2; \ F_2 = 0,002827 \text{ m}^2.$$

$F_2 : F_1 = \sim 0,2$ zatem $\zeta_{p2} = 0,42$ (z tablicy 3-ciej)

Szybkość

$$v_2 = \frac{600}{60 \frac{\pi d^2}{4}}; \quad v = \sim 3{,}5 \text{ m.}$$

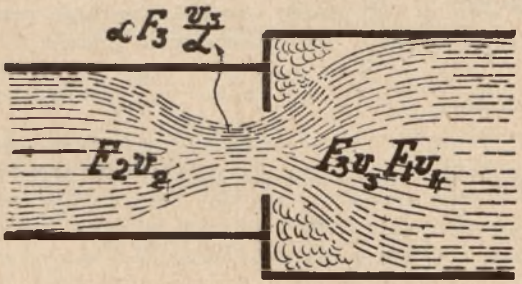
Stąd

$$h_{p2} = 0{,}42 \cdot \frac{(3{,}5)^2}{2 . 9{,}81}; \quad h_{p2} = \sim 0{,}26 \text{ m.}$$

c) Straty wskutek nagłego zwężenia przewodu i bezpośredniego nagłego rozszerzenia się.

Wzór odpowiedni w tym wypadku (rys. 33) będzie:

$$h_{p3} = \frac{\left(\frac{v_3}{\alpha} - v_2\right)^2}{2 g}; \quad h_{p3} = \zeta_{p3} \frac{v_3{}^2}{2 g}$$



Rys. 33.

Jeżeli $F_3 \leqq 0{,}1 F_1$, to dla wszystkich stosunków $F_3 : F_2$ współczynnik dławienia α będzie $= 0{,}62$. Wtedy współczynnik oporu ζ_{p3} określa się z poniższej tablicy:

IV TABLICA.

Współczynnik oporu przez nagłe zwężenie a potem nagłe rozszerzenie.

dla $F_3 : F_1 = 0{,}1$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
będzie $\zeta_{p3} = 2{,}3$	2,0	1,7	1,4	1,2	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5

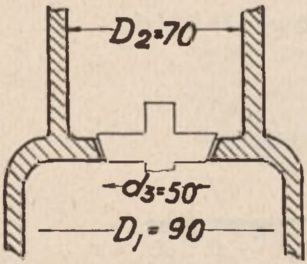
W wypadkach kiedy $F_3 \geqq F_1$, *to dla*

V TABLICA.

Współczynnik oporu z tejże przyczyny.

$F_3 : F_1 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1.0
$\alpha =$	0,62	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,75	0,31	0,90	1,0

Przykład. W sikawce ręcznej przepływ wody na minutę wynosi 180 litrów. Obliczyć opór w zaworze płaskim grzybkowym (rys. 34).



Rys. 34.

Rozwiązanie. Obliczamy przede wszystkim stosunek $F_3 : F_1$

$$F_3 = \frac{\pi\, d_3^2}{4}; \quad F_3 = \frac{\pi\, (50)^2}{4};$$

$$F_1 = \frac{\pi\, d_2^2}{4}; \; F_1 = \frac{\pi\, (90)^2}{4}; \; F_3 : F_1 = \sim 0{,}3.$$

Posługując się drugą tablicą przy $F_3 : F_1 = 0{,}3$; mamy $\alpha = 0{,}64$. Szybkość przepływu w naszej sikawce przez gniazdo

$$v_3 = \frac{180}{60 \frac{\pi\, d_3^2}{4}}; \quad v_3 = \sim 1{,}5 \text{ m.}$$

Szybkość przepływu w komorze tłocznej wynosi:

$$v_2 = \frac{180}{60 \frac{\pi\, d_2^2}{4}}; \; v_2 = \sim 0{,}5 \text{ m.}$$

Podstawiamy do naszego wzoru

$$h_{p3} = \frac{\left(\frac{v_3}{\alpha} - v_2\right)^2}{2\,g}$$

otrzymujemy wysokość ciśnienia, niezbędnego dla przezwyciężenia naszego oporu.

$$h_{p3} = \frac{\left(\frac{1{,}5}{0{,}64} - 0{,}5\right)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \quad h_{p3} = \sim 0{,}17 \text{ m.}$$

d) Straty przy przepływie przez błonę.

Rys. 35 przedstawia ten przepływ F_3, $F_2 = F_1$ i $v_2 = v_1$.

Strata ciśnienia potrzebna do przezwyciężenia oporu określa się według wzoru:

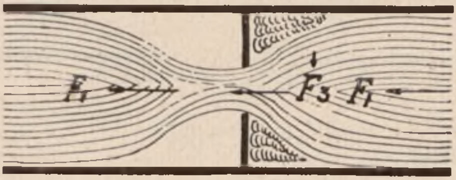
$$h_{p4} = \zeta_{p4} \frac{v_1^2}{2\,g}; \quad \text{przy czym } \zeta_{p4} = \left(\frac{F_1}{\alpha\, F_3} - 1\right)^2;$$

Przy czym dla różnych stosunków $F_1 : F_3$ otrzymuje się różne wielkości α i ζ_{p4} z poniższej tablicy:

VI TABLICA.

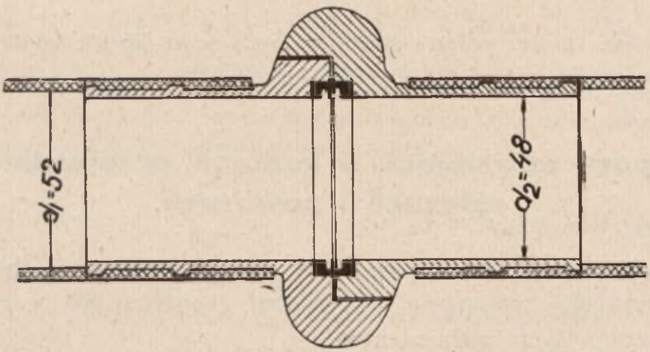
Współczynnik oporu przez błonę.

Dla $F_3 : F_1 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Współczynnik $\alpha =$	0,62	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,75	0,81	0,90	1,0
$\zeta_{p4} =$	2,3	2,0	1,6	1,2	1,0	0,65	0,4	0,2	0,05	0



Rys. 35.

Przykład. Jako przykład możemy przytoczyć łącznik w wężu tłocznym. Chociaż opory przy przepływie wody przez łącznik należy właściwie traktować jako dwa różne opory: jeden przy zwężeniu przewodu podczas przepływu przez tuleję (obsadę) łącznika, a drugi przy rozszerzeniu się przewodu, ale można przyjąć jako jeden opór przy przepływie przez błonę.



Rys. 36.

Jeżeli sikawka silnikowa podaje 450 ltr./min. to jaki opór będzie w łączniku węża tłocznego o średnicy 52 mm?

Możemy więc dać tu dwa rozwiązania: pierwsze traktuje opór jak przepływ przez błonę, a drugie rozwiązanie jako dwa opory: jeden przy zwężaniu, a drugi przy rozszerzaniu się przewodu.

Rozwiązanie. Grubość ścianek tulei łącznika (obsady) przyjmujemy 3 mm (rys. 36). Wtedy znaleźć należy stosunek $\frac{F_1}{F_3}$. Wyniesie on

$$\frac{F_3}{F_1} = \frac{\frac{\pi\, d_3^2}{4}}{\frac{\pi\, d_1^2}{4}}; \quad \frac{F_3}{F_1} = \frac{(46)^2}{(52)^2}; \quad \frac{F_3}{F_1} = \sim 0.8$$

Stąd z tablicy mamy

$$\zeta_{p1} \sim 0.2; \quad h_{p1} = \frac{0.2\ (3.5)^2}{2.9.81}.$$

Zatem $h_{p1} = 0.12$ m.

II rozwiązanie. Wskutek zwężenia przewodu mamy opór, który wyrazi się wzorem

$$h_{p2} = \zeta_{p2} \frac{v_2^2}{2\,g} \cdot v_2 = 4.4 \text{ m.}$$

Przy stosunku $F_2 : F_1 = \sim 0.8$ ζ_{p2} będzie 0.15;

Stąd $h_{p2} = 0.15 \frac{(4.4)^2}{2\,g}$; $h_{p_2} = 0.147$ m.

Przy przejściu z łącznika do węża następuje rozszerzenie się. Wtedy wzór nasz będzie

$$h_{p_1} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2\,g}; \quad h_{p_1} = \frac{(4.4-3.5)^2}{2\,.\,9.81}; \quad h_p \simeq 0.04.$$

Zatem ciśnienie potrzebne do przezwyciężenia obu oporów wyniesie

$$h_p = h_{p_2} + h_{p_1}; \quad h_p = 0.147 + 0.04; \quad h_p = 0.18! \text{ m.}$$

Stąd wniosek, że opór podczas przepływu wody przez łącznik należy traktować jako 2 opory: przy zwężaniu i przy rozszerzaniu.

7. Opory powstające w kurkach, przepustnicach, szluzach i zaworach.

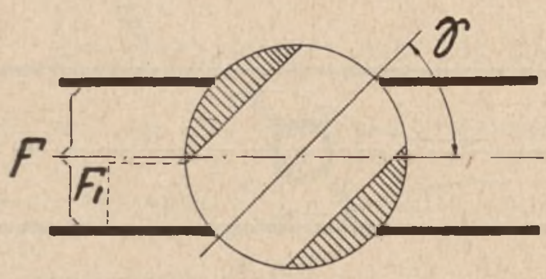
Rozpatrzymy kolejno opory w głównych wypadkach wyżej wymienionych zawierudeł najwięcej spotykanych w naszym praktycznym życiu pożarniczym.

a) Kurek posiadający otwór okrągły o przekroju przewodu.

Stratę ciśnienia określa się według następującego wzoru:

$$h_k = \zeta_k \frac{v^2}{2\,g}$$

Jeżeli γ oznacza kąt, pod którym otwarty jest kurek (rys. 37), to im większy jest kąt otworu, tym mniejszy jest stosunek $F_1 : F$ t. j. stosunek płaszczyzny przekroju otwarcia kurka do płaszczyzny przewodu i tym większy jest współczynnik oporu ζ_k, jak to widać na tablicy VII-ej.



Rys. 37.

VII TABLICA.

Współczynnik oporu w kurku.

Kąt γ	10^0	20^0	30^0	40^0	50^0	60^0	65^0
$F_1 : F$	0,850	0,692	0,535	0,385	0,250	0,137	0,091
ζ_k	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486

Przykład. Jako przykład przyjmujemy szybkość wody w przewodzie $v = 5$ m/sek. i zakładamy, że kurek jest otwarty o 40^0. Jakie ciśnienie potrzebne jest dla przezwyciężenia oporu w kurku?

Nasz wzór $h_k = \zeta_k \frac{v^2}{2g}$ po wstawieniu odpowiednich liczb będzie następujący:

$$h_k = 17{,}3 \frac{(5)^2}{2 \, . \, 9{,}81}\, ; \; h_k = \sim 22 \text{ m., przeszło 2 atmosfery.}$$

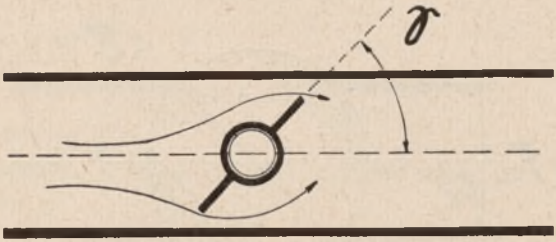
b) Przepustnica zamykająca się przy 90^0.

Stratę ciśnienia oblicza się według wzoru $h_p = \zeta_p \frac{v^2}{2g}$, gdzie współczynnik ζ_p zależny od kąta nastawienia przepustnicv (rys. 38) określa się z tablicy.

VIII TABLICA.

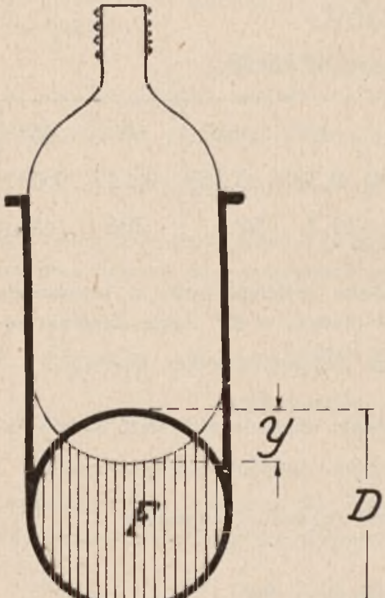
Współczynnik oporu przy przepustnicy.

γ	10^0	20^0	30^0	40^0	50^0	60^0	70^0
ζ_p	0,52	1,54	3,91	10,8	32,5	118	751



Rys. 38.

Przykład. Woda przepływa przez przewód z szybkością $v = 10$ m/sek; przepustnica jest nastawiona pod kątem 20^0. Jaka jest strata ciśnienia?



Rys. 39.

Rozwiązanie. Przy $\gamma = 20^0$ $\zeta_p = 1{,}54$.

Wstawiając do naszego wzoru te liczby, otrzymamy

$$h_p = 1{,}54 \cdot \frac{(10)^2}{2 \cdot 9{,}81}\ ;\ h_p = \sim 9 \text{ m.}$$

c) Zasuwa (szluza) na przewodzie okrągłym.

Strata ciśnienia, potrzebna dla przezwyciężenia oporu w zasuwie, i tu również wyrazi się wzorem:

$$h_s = \zeta_s \frac{v^2}{2g}.$$

Współczynnik oporu zależy od stopnia odsunięcia szluzy, t. j. od wielkości y (rys. 39) i da się określić z poniższej tablicy:

IX TABLICA.

Współczynnik oporu w szluzie.

Dla $y =$	$^1/_8$	$^2/_8$	$^3/_8$	$^4/_8$	$^5/_8$	$^6/_8$	$^7/_8$
Stosunek $\frac{F_1}{F_2} =$	0,948	0,856	0,740	0,609	0,466	0,315	0,159
$\zeta_s =$	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

Przykład. Jeśli woda przez przewód płynie z szybkością $v = 8$ m i szluza jest otwarta do połowy, to jaki będzie w niej opór?

Rozwiązanie. Odpowiednio do $\frac{y}{D} = \frac{4}{8}$ w tablicy współczynnik oporu będzie $\zeta_s = 2.06$

Wtedy strata ciśnienia określi się ze wzoru

$$h_s = 2.06 \frac{(8)^2}{2 \,.\, 9.81}\,; \quad h_s = 6.71 \text{ m.}$$

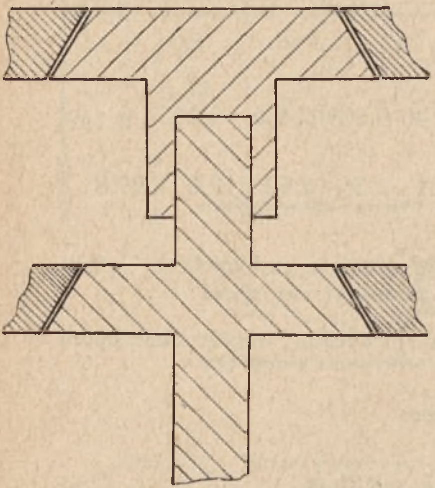
d) **Zawory grzybkowe, stożkowe i kuliste** (w sikawkach ręcznych).

Sposoby prowadzenia zaworów.

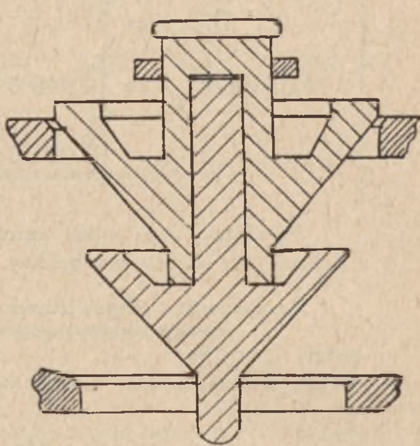
Zawory bywają prowadzone albo za pomocą prowadnicy (sworznia) górnej, jako grzybkowe (rys. 40) i jako stożkowe (rys. 41), albo t. zw. żebrowe, t. j. prowadzone za pomocą trzech żeber (rys. 42), albo też kuliste bez prowadnic (rys. 43).

Wpływ formy na opór.

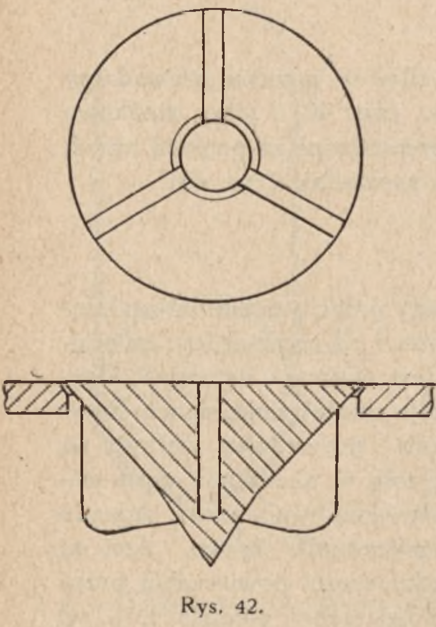
Opór podczas przepływania wody przez gniazdo po podniesieniu zaworu zależy od formy zaworu i od prowadnicy: im więcej płaski jest grzybek, tym opór jest większy; natomiast stożkowa lub kulista forma zaworu sprzyja zmniejszeniu oporu. Również celowe i umiejętne zastosowanie prowadnicy wpływa na zmniejszenie oporu. Najważniejszą rolę w określeniu strat ciśnienia, spowodowanych przy przepływaniu wody przez gniazdo różnego rodzaju zaworów, gra współczynnik oporu. Jest on w pierwszej linii zależny od stosunku części powierzchni przekroju przepływu wody do całej powierzchni gniazda t. j. od $F_1 : F$.



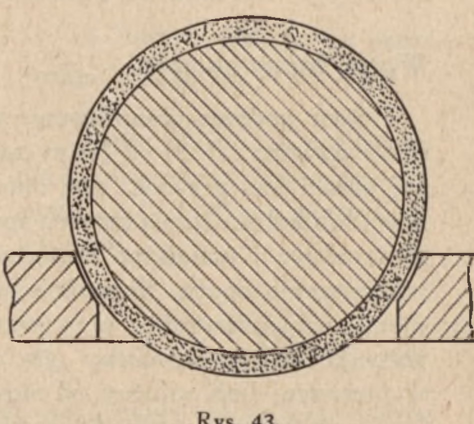
Rys. 40.



Rys. 41.



Rys. 42.



Rys. 43.

Poniższa tablica X wykazuje wielkość współczynników oporu w zależności od stosunku $F_1 : F$ dla różnych systemów zaworów. Tablica ta została ułożona na podstawie całego szeregu doświadczeń znanych hydraulików, Weisbacha, Bacha i Sanga.

X TABLICA.

Współczynnik oporu w zaworach.

Rodzaj zaworu	Średnia wielkość ζ_z przy stosunku $F_1 : F$				
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
1. Zawór płaski grzybkowy z prowadnicą górną sworzniową	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0
2. Zawór płaski grzybkowy z 3 żeberkowymi prowadnicami w gniazdku	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2
3. Zawór stożkowy z prowadnicą górną	0,04	0,29	0,52	0,56	0,93
4. Zawór półkolisty z prowadnicą górną	0,01	0,04	0,18	0,48	0,82
5. Zawór kulisty bez prowadnicy	1,9	2,2	2,5	3,6	5,0

Zasadniczym wzorem, służącym do określenia strat ciśnienia, spowodowanych oporem przy przepływie wody przez gniazdo zaworu, jest również wzór *h*

$$h_z = \zeta_z \frac{v^2}{2g}$$

3 przykłady. 3 sikawki ręczne, jedna o zaworach płaskich, grzybkowych z prowadnicami górnymi, druga z zaworami kulistymi bez prowadnic i trzecia ze stożkowymi z prowadzeniem górnym, pracują, podając po 200 litr./min. Otwory gniazd zaworów są 50 mm ∅.

Znaleźć dla wszystkich trzech sikawek straty ciśnienia, przyjmując stosunek $F_1 : F = 0{,}8$.

Rozwiązanie. Z tablicy powyższej przyjmujemy: dla zaworów grzybkowych $\zeta_{z_1} = 2{,}5$. dla zaworów kulistych $\zeta_{z_2} = 3{,}6$, dla zaworów stożkowych $\zeta_{z_3} = 0{,}56$. Należy znaleźć szybkość wody przepływającej w jednej sekundzie przez gniazdo 50 mm ∅.

$$Q' = \frac{200 \text{ litr.}}{60}; \quad Q' = 0{,}0033 \text{ m}^3.$$

Stąd

$$v = \frac{0.0033}{\pi \frac{(0.05)^2}{4}}; \ v = \sim 1.7 \text{ m.}$$

Stąd strata ciśnienia dla sikawki 1-ej $h_{z_1} = \frac{2.5\,(1.7)^2}{2 \cdot 9.81}$; $h_{z_1} = 0.37$ m.

" " " " 2-ej $h_{z_2} = \frac{3.6\,(1.7)^2}{2 \cdot 9.81}$; $h_{z_2} = 0.54$ m.

" " " " 3-ej $h_{z_3} = \frac{0.56\,(1.7)^2}{2 \cdot 9.81}$; $h_{z_3} = 0.034$ m.

Widzimy z powyższego, że najmniej strat ciśnienia dają zawory stożkowe z prowadnicami.

* * *

W siedmiu poprzednich działach hydrauliki wymienione zostały wszystkie opory, na jakie trafia woda przepływająca w liniach wężowych, tłocznych i ssawnych, jak również przez komory i zawory.

Obecnie musimy zająć się liniami wężowymi magistralnymi i ich rozgałęzieniami z punktu widzenia ich zastosowania praktycznego w pożarnictwie z uwzględnieniem strat ciśnienia, niezbędnego do przezwyciężenia całego szeregu oporów, na jakie natrafia woda w swym biegu w tych liniach.

8. Linie wężowe i ich rozgałęzienia.

Przede wszystkim nasuwa się pytanie: jakie są najpraktyczniejsze przekroje węży tłocznych w naszych warunkach?

Zanim przystąpimy do rozważania powyższego zagadnienia, musimy rozpatrzyć wyekwipowanie w węże tłoczne taborów naszych bliższych i dalszych sąsiadów.

Systemy węży tłocznych w różnych państwach.

W państwach, najbliżej nas położonych, które się wydzieliły z monarchii austro-węgierskiej, gdzie dawno średnica węży tłocznych była znormalizowana (2″ = 52 mm), te same rozmiary obowiązują dziś. A więc w Czechosłowacji, na Węgrzech, jak również w północnej części Jugosławii węże tłoczne mają średnicę 50—52 mm (2″).

W Niemczech jest inaczej. Tam za zasadę przyjęto, że linia wężowa dłuższa, przeprowadzona od silniejszej pompy powinna mieć magistralę o większej średnicy, od której albo prowadzą dwie mniejsze podmagistrale, rozdzielające się na 4—6 małych węży tłocznych wylotowych (do prądownic), albo też magistrala wprost rozdziela się na 3—4 węże wylotowe mniejsze.

Straże zawodowe w Niemczech mają różnorakie wymiary węży tłocznych. Hamburska straż np. ma następujące węże: t. zw. „A", dla głównej magistrali, o średnicy 85 mm, „B" — 63 mm dla podmagistrali oraz „C" — 45 mm dla węży wylotowych. Większość jednak niemieckich straży zawodowych posiłkuje się tylko dwoma wymiarami: 75 mm ∅ — dla magistrali i 45 mm ∅ — dla linii wylotowych.

Te same wymiary, t. j. 75 mm i 45 mm spotykamy dotąd u nas w b. zaborze pruskim, w Poznaniu, Katowicach, Bydgoszczy, Toruniu i t. d.

We Włoszech dla magistrali są stosowane węże 60 mm ∅. a od rozgałęzień (trójników) — 45 mm ∅.

W Ameryce i w Anglii węże tłoczne są bardzo różnorodne: od 40 mm do 100 mm i więcej średnicy.

Spróbujmy operować powyższymi wielkościami w celu rozwiązania zagadnienia: *czy należy mieć węże tłoczne dwojakiej średnicy (dla linii magistrali i wylotowych) czy też jednej i tej samej średnicy dla magistrali i dla rozgałęzień.*

Straty w trójnikach.

Przede wszystkim trzeba obliczyć straty, jakie wynikają przy przechodzeniu wody z magistrali do trójników i stamtąd do linii wylotowych przy dwojakich różnych średnicach i przy jednej i tej samej średnicy.

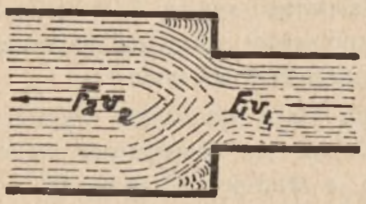
Mamy tu do czynienia z oporami powstającymi przy zmianie przekrojów.

Hydraulika, jak widzieliśmy, daje nam dwa wzory.

Jeden wzór ma zastosowanie do momentów przejścia wody z rury o mniejszym przekroju, do rury o przekroju większym (rys. 44).

$$h_{p_1} = \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2.$$

gdzie h_1 — strata ciśnienia, wyrażona w metrach słupa wody; v_1 — prędkość przepływu wody w metrach na sekundę w rurze węższej; v_2 — prędkość przepływu wody w metrach na sekundę w rurze szerszej; F_1 — płaszczyzna przekroju rury w m²; F_2 — płaszczyzna przekroju rury szerszej w m²; g — przyspieszenie ciężkości w metrach na sek.



Rys. 44.

Najważniejszą rolę, jak widzimy, gra tu prędkość przepływającej wody, gdyż wchodzi do wzoru w drugiej potędze, a następnie stosunek płaszczyzn obu przekrojów.

Drugi wzór znajduje zastosowanie przy przejściu wody z rury większej do mniejszej i jest następujący (rys. 45):



Rys. 45.

$$h_{p2} = \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 \text{ lub } w_2 = \zeta\frac{v_2^2}{2g}.$$

Wprowadzone są tu dwie wielkości: α i ζ; przy czym α jest to współczynnik dławienia, a ζ — współczynik oporu. Obie te wielkości są zależne od stosunku płaszczyzn przekrojów obu rur: im większy jest ten stosunek (t. j. różnica), tym współczynnik oporu (ζ) jest też większy, co jest zupełnie zrozumiałe. Współczynnik zaś dławienia (α) odwrotnie. To uwidocznia następująca tablica:

Przy stosunku $F_2 : F_1$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,00
α jest w przybliżeniu =	0,60	0,61	0,63	0,67	0,73	1,00
ζ jest w przybliżeniu =	0,50	0,42	0,33	0,25	0,15	0,00

Opierając się więc na tych wzorach i tablicy, możemy przystąpić do obliczenia oporów, które powstają głównie w trójnikach przy przejściach z magistrali do rozgałęzień. Ściślej opory będą dwa:

1) przy wejściu do trójnika z magistrali.

2) przy wyjściu z trójnika do rozgałęzień.

Zanim przystąpimy do szczegółowego obliczenia tych oporów, należy mieć przygotowane pewne cyfry, którymi stale będziemy operować, a mianowicie płaszczyzny przekrojów trójnika i różnej średnicy węży, gdyż i w pierwszym i w drugim wzorze te płaszczyzny (F_1 i F_2) grają prawie główną rolę.

Trójnik większy ma płaszczyznę			$Ft_1 =$	150 mm ∅ × 90 mm	= 13.500	mm^2
„ mniejszy „		„	$Ft_2 =$	112 mm ∅ × 65 mm	= 7.288	„
Wąż o średn.	$d_1 = 85$ mm	„ „	$F_1 =$	$\frac{\pi (d)^2}{4}$	= 5.674	„
„ „	$d_2 = 75$	„ „	$F_2 =$	„	= 4.418	„
„ „	$d_3 = 65$	„ „	$F_3 =$	„	= 3.318	„
„ „	$d_4 = 63$	„ „	$F_4 =$	„	= 3.117	„
„ „	$d_5 = 60$	„ „	$F_5 =$	„	= 2.827	„
„ „	$d_6 = 52$	„ „	$F_6 =$	„	= 2.043	„
„ „	$d_7 = 45$	„ „	$F_7 =$	„	= 1.590	„

Dla obliczenia oporów, jakie powstają w trójniku i wężach przy wpływaniu wody do trójnika i przy wypływaniu zeń wody do rozgałęzień, potrzebna jest jeszcze jej szybkość w wężach i w trójniku.

Musimy ją przyjąć z góry dla węża 52 mm ∅, a zarazem jednakową ilość wody, przepływającej w daną jednostkę czasu przez wszystkie węże magistralne i wylotowe każdego systemu, a to w tym celu, aby można było porównywać obliczane opory w jednakowych warunkach i z tych obliczeń wyciągnąć interesujące nas wnioski.

Przyjęcie średniej szybkości.

Jeśli zatem przyjmiemy, że średnia szybkość wody w wężu 52 mm ∅ wynosi 3 m na sekundę, to otrzymamy, że sikawka, tłocząca wodę przez ten wąż, podaje wody na minutę:

$$Q = 60 \,.\, F \,.\, v,$$

gdzie Q — ilość wody na minutę w litrach; F — płaszczyzna przekroju w wężu w dcm²; $F = 0{,}2043$ dcm²; v — szybkość wody na sekundę w dcm; $v = 30$ dcm.

Wtedy:

$$Q = 60 \,.\, 0{,}2043 \,.\, 30; \quad Q = \sim 360 \text{ litr.}$$

Jest to średnia wydajność mniejszej sikawki silnikowej, pracującej na jeden lub dwa prądy przez pyszczki, czyli działającej w normalnych warunkach.

Przyjmując więc tę wydajność dla wszystkich systemów magistrali i rozgałęzień, będziemy mieli w wężach tłocznych o różnej średnicy, różne szybkości wody, co się da ułożyć w poniższej tablicy.

Przy obliczaniu tych szybkości posiłkujemy się następującym wzorem:

$$F_1 v_1 = F_2 v_2; \quad \text{czyli } v_2 = \frac{v_1 F_1}{F_2};$$

Ustalenie szybkości w trójnikach i w wężach.

W większym trójniku szybk. będzie $v_{t1} = 3 \cdot \frac{2.043}{13.500} = \sim 0{,}46$ m

w mniejszym „ „ „ $v_{t2} = 3 \cdot \frac{2.043}{7.287} = \sim 0{,}84$ m

W wężu 85 mm ∅ $v_1 = 3 \cdot \frac{2.043}{5.674} = \sim 1{,}08$ m

„ 75 mm ∅ $v_2 = 3 \cdot \frac{2.043}{4.418} = \sim 1{,}4$ m

„ 65 mm ∅ $v_3 = 3 \cdot \frac{2.043}{3.318} = \sim 1{,}85$ m

„ 63 mm ∅ $v_4 = 3 \cdot \frac{2.043}{3.117} = \sim 1{,}97$ m

„ 60 mm ∅ $v_5 = 3 \cdot \frac{2.043}{2.827} = \sim 2{,}17$ m

„ 52 mm ∅ $v_6 = 3 \cdot \frac{2.043}{2.043} = \sim 3{,}00$ m

„ 45 mm ∅ $v_7 = 3 \cdot \frac{2.043}{1.590} = \sim 3{,}8$ m

Ponieważ linie wężowe, którymi woda wypływa z trójników, są podwójne, potrójne i poczwórne, więc musimy jeszcze obliczyć szybkość wody w tych równoległych liniach.

W hamburskiej straży przyjęto, że z trójnika większego wychodzą 2 linie po 63 mm ∅ a potem z 2-ch mniejszych trójników 4 po 45 mm ∅.

Zatem:

Szybkość w 2-ch wężach po 63 mm ∅ będzie

$$v_4' = \frac{3.2043}{2.3117} = \sim 0,965 \text{ m}$$

Szybkość w 4-ch wężach po 45 mm ∅ będzie

$$v_7' = \frac{3.2043}{4.1590} = \sim 0,95 \text{ m}$$

W innych miastach niemieckich zazwyczaj magistrala 75 mm ∅ rozgałęzia się na 3 węże po 45 mm ∅.

Szybkość wtedy w 3 wężach 45 mm ∅ będzie

$$v_7'' = \frac{3.2043}{3.1590} = \sim 1,25 \text{ m}$$

We Włoszech z magistrali 60 mm ∅ rozgałęzienie daje 2 linie po 45 mm ∅. Zatem szybkość w 2 liniach po 45 mm ∅ będzie

$$v_7''' = \frac{3,2043}{2.1590} = \sim 1,9 \text{ m}$$

W Warszawskiej Straży przyjęto z magistrali 65 mm ∅ dawać 2 rozgałęzione linie po 52 mm ∅.

Zatem szybkość w 2 liniach po 52 mm ∅ będzie

$$v_6' = \frac{3.2043}{2.2043} = \sim 1,5 \text{ m}$$

Mając wszystkie powyższe określenia, możemy przystąpić do obliczenia oporów.

Opory w wężach systemu hamburskiego.

1-szy opór przy przejściu wody z magistrali 85 mm ∅ do większego trójnika:

$$h_{1H} = \frac{v_{t_1}^2}{2g}\left(\frac{F_{t_1}}{F_1} - 1\right)^2 \quad h_{1H} = \frac{(0,45)^2}{2.9,81}\left(\frac{13.500}{5.674} - 1\right)^2;$$

$$h_{1H} = \sim 0,2 \text{ m.}$$

2-gi opór przy wyjściu wody z trójnika do 2-ch linii 63 mm ∅

$$h_{2H} = \zeta \frac{(v_4')^2}{2g}$$

ζ bierzemy z tablicy (str. 64).

Ponieważ stosunek 2 $F_4 : F_{t_1}$ = 6234 : 13.500 wynosi około 0,5 więc

$$\zeta = \frac{0,38 + 0,25}{2} = 0,29.$$

Zatem

$$h_{2H} = 0,29 \frac{(0,965)^2}{2.9,81}; \quad h_{2H} = \sim 0,014 \text{ m}$$

3-ci opór przy wejściu wody z podmagistrali 63 mm ∅ do trójników mniejszych.

$$h_{3H} = \frac{v_{t_2}^2}{2g}\left(\frac{F_{t_2}}{F_4} - 1\right)^2; \quad h_{3H} = \frac{(0.84)^2}{2 \cdot 9,81}\left(\frac{7.287}{3.117} - 1\right)^2;$$

$$h_{3H} = 0,09 \text{ m.}$$

Ponieważ są 2 trójniki, zatem 2 h_{3H} = 0,18 m.

4-ty opór przy wyjściu wody z 2-ch trójników do 4-ch węży po 45 mm ∅ $h_{4H} = \zeta \frac{(v_7')^2}{2g}$; ζ z tablicy przy stosunku 2 × 1590 : 7287 m wynosi — 0,4 więc ζ = 0,33.

Zatem

$$h_{4H} = 0,33 \frac{(,095)^2}{2.9,81}; \quad h_{4H} = \sim 0,015.$$

A dla 2-ch trójników 2 h_{4H} = 0,03 m.

Zatem opór ogólny przy zmianie przekroju węży z magistrali 85 mm Ø na 2 podmagistrale po 63 mm Ø i z tych na 4 węże po 45 mm Ø w Hamburskiej Straży Pożarnej wyniesie:

$H_{IH} = h_{1H} + h_{2H} + 2\,h_{3H} + 2\,h_{4H};$

$H_{IH} = 0{,}2 + 0{,}014 + 0{,}18 + 0{,}03;$

$H_{IH} = 0{,}424$ m (ciśnienie słupa wody 0,425 m wysokości czyli około 0,04 atmosfery).

II. Obliczenie dla systemu niemieckiego: z magistrali 75 mm Ø na 3 węże po 45 mm Ø

Opory w wężach systemu niemieckiego.

1-szy opór:

$$h_{1N} = \frac{v_{t\,2}^2}{2g}\left(\frac{F_{t2}}{F_2} - 1\right)^2; \quad h_{1N} = \frac{(0{,}84)^2}{2\,.\,9{,}81}\left(\frac{7.287}{4.418} - 1\right)^2;$$

$$h_{1N} = 0{,}015 \text{ m.}$$

2-gi opór:

$$h_{2N} = \zeta\,\frac{(v_7'')^2}{2g}; \quad \zeta \text{ wynika ze stosunku}$$

$$3 \times 1590 : 7.287 = 0{,}63; \quad \zeta = 0{,}25; \quad h_{2N} = 0{,}25\,\frac{(1{,}25)^2}{2\,.\,9{,}81};$$

$$h_{2N} = 0{,}02 \text{ m.}$$

Zatem opór II-go systemu wypada:

$H_{II} = h_{1N} + h_{2N}; \quad H_{II} = 0{,}015 + 0{,}02; \quad H_{II} = 0{,}035$ m.

Czyli H_I w niemieckich strażach wyniesie 0,0035 atm.

III. Obliczenie oporów w systemie włoskich straży pożarnych z magistrali 60 mm Ø na 2 węże po 45 mm Ø

Opory w wężach typu włoskiego.

1-szy opór:

$$h_{1\,Wl} = \frac{v_{t\,2}^2}{2g}\left(\frac{F_{t2}}{F_5} - 1\right)^2; \quad h_{1\,Wl} = \frac{(0{,}84)^2}{2\,.\,9{,}81}\left(\frac{7.287}{2.827} - 1\right)^2;$$

$$h_{1\,Wl} = \sim 0{,}09 \text{ m.}$$

2-gi opór:

$$h_{2\,wt} = \zeta \frac{(v_7''')^2}{2g}; \ \zeta \text{ wynika ze stosunku } 2 \times 1.590 : 7287 = 0{,}4;$$

$$\zeta = 0{,}33; \ h_{2\,wt} = 0{,}33 \frac{(1{,}9)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \ w_{2\,wt} = 0{,}06.$$

Czyli:

$$H_{III} = h_{1\,wt} + h_{2\,wt}; \ H_{III} = 0{,}09 + 0{,}06; \ H_{III} = 0{,}15 \text{ m.}$$

IV. Obliczenie dla systemu przyjętego w Warszawskiej Straży Pożarnej z magistrali 65 mm ⌀ na 2 węże po 52 mm ⌀.

Opory w wężach Straży Warszawskiej.

1-szy opór:

$$h_{1\,wr} = \frac{v_{t\,2}^2}{2g}\left(\frac{F_{t2}}{F_3} - 1\right)^2; \ h_{1\,wr} = \frac{(0{,}84)^2}{2 \cdot 9{,}81}\left(\frac{7.287}{3.318} - 1\right)^2;$$

$$h_{1\,wr} = \sim 0{,}053 \text{ m.}$$

2-gi opór:

$$h_{2\,wr} = \zeta \frac{(v'_6)^2}{2g}; \ \zeta \text{ z tablicy przy } 2 \times 2.048 : 7281 = 0{,}6; \ \zeta = 0{,}25.$$

$$h_{2\,wr} = 0{,}25 \frac{(1{,}5)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \ h_{2\,wr} = 0{,}028 \text{ m.}$$

$$H_{IV} = h_{1\,wr} + H_{wr}; \ H_{IV} = 0{,}053 + 0{,}028; \ H_{IV} = 0{,}081 \text{ m.}$$

V. Obliczenie dla systemu większości polskich straży, w którym magistrali i oba węże wylotowe są o jednej i tej samej średnicy 52 mm — 2".

Opory w wężach syst. polskiego.

1-szy opór:

$$h_1 = \frac{v_{t\,2}^2}{2g}\left(\frac{F_{t2}}{F_6} - 1\right)^2; \ h_1 = \frac{(0{,}84)^2}{2 . 9{,}81}\left(\frac{7.284}{2.043} - 1\right)^2:$$

$$h_1 = \sim 0{,}08 \text{ m.}$$

2-gi opór:

$$h_2 = \zeta \frac{(v_6')^2}{2g}; \quad \zeta \text{ z tablicy przy stosunku } 2 \times 2043 : 7.287 = \sim 0{,}6,$$

$$\text{zatem } \zeta = 0{,}25$$

$$h_2 = 0{,}25 \frac{(1{,}5)^2}{2 . 9{,}81}; \quad w_2 = \sim 0{,}03 \text{ m}$$

$$H_V = h_1 + h_2; \quad H_V = 0{,}08 + 0.03; \quad H_V = 0{,}11 \text{ m.}$$

Zestawmy więc otrzymane wyliczenia oporów przy przepływaniu wody z magistrali do trójników i z tych do węży wylotowych.

H_I =	0,424 m	w syst.	hamburskim	(3 trójniki i 4 prądy),
H_{II} =	0,035 m	„	niemieckim	(1 trójnik i 3 „),
H_{III} =	0,15 m	„	włoskim	(1 „ i 2 „),
H_{IV} =	0,081 m	„	warszawskim	(1 „ i 2 „),
H_V =	0,11 m	„	polskim	(1 „ i 2 „),

Z powyższego wynika, że najmniejsze opory są w systemie niemieckim, potem w warszawskim, następnie w polskim, większe we włoskim, a największe w hamburskim; lecz trzeba tu wziąć pod uwagę, że w ostatnim systemie mamy 3 trójniki i 4 prądy.

Następnie obliczyć musimy opory, wywołane przez tarcie wody w liniach wężowych tych samych pięciu systemów.

Widzimy z poprzednich obliczeń, że w stosunku do innych oporów, na jakie trafiają prądy wody w liniach wężowych, opory, powodowane przez zmianę przekrojów, są bardzo niewielkie, bo wynoszą zaledwie od 0,0035 do 0,04 atmosfery. Otóż z innych oporów, powstających przez tarcie i przy zmianie kierunków, największą rolę gra opór tarcia i w naszym zagadnieniu jest on decydujący.

Obliczenie oporu tarcia.

Przystępuję więc do obliczenia oporów tarcia we wszystkich pięciu systemach, przy czym przyjmuję przeciętną długość magistrali i linii wylotowych, jakie spotykamy często przy pożarach, a mianowicie:

Magistrala złożona jest z 5 węży tłocznych po 20 m długości, a linie wylotowe mają każda po 2 odcinki też 20 metrowej długości. Dla niezwiększania ilości odcinków w systemie hamburskim i niemieckim, przyjmuję, że główna magistrala składa się z 3 od-

cinków 85 mm ∅; od niej idą 2 podmagistrale, każda po jednym odcinku 63 mm ∅, a od tych prowadzą 4 wylotowe linie po jednym odcinku 45 mm ∅.

W niemieckim systemie przyjmuję, że magistrala składa się z 5 odcinków 75 mm ∅, a linie wylotowe: jedna z dwóch odcinków, a dwie inne po jednym odcinku, razem 4 odcinki po 20 m długości 45 mm ∅.

Ogólny wzór hydrauliczny, służący do obliczenia oporów tarcia, jest, jak wyżej mówiłem, następujący:

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \text{ gdzie}$$

h — wysokość tarcia t. j. strata na wysokości ciśnienia, powstała wskutek tarcia, wyrażona w metrach,
λ — spółczynnik tarcia,
l — długość przewodu w metrach,
d — średnica prześwitu przewodu rurowego w metrach,
v — prędkość przepływu wody w metr./sek.,
g — przyśpieszenie ciężkości w m/sek.^{2} (= 9,81 m),

Spółczynnik λ bywa, jak widzieliśmy, określany różnie:

Według *Darcy'ego:* $\lambda = \left(0{,}01989 + \frac{0{,}0005078}{d}\right) \sigma,$

gdzie $\sigma = 1$ dla rur gładkich (węże gumowane); $\sigma = 1{,}5$ dla rur nieco chropowatych (zardzewiałych) i $\sigma = 2$ dla rur bardzo chropowatych ($\sigma = 2{,}2$ dla węży parcianych).

Według *Weisbach'a:* $\lambda = 0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{v}}$

Według *Dupuit'a:* $\lambda = 0{,}03025.$

Ponieważ różnice w powyższych określeniach λ są bardzo nieznaczne, przeto dla uproszczenia obliczeń przyjmiemy: $\lambda = 0{,}03025.$

Mając te wszystkie potrzebne dane, możemy przystąpić do obliczenia oporów tarcia we wszystkich pięciu systemach.

Opory tarcia w syst. hamburskim.

I. *System hamburski:* 3 węże (60 m) 85 mm ∅; 2 (40 m) 63 mm ∅ i 4 (80 m) 45 mm ∅.

$$h_1 = 0{,}03025 \cdot \frac{60}{0{,}085} \cdot \frac{(1{,}08)^2}{2 \,.\, 9{,}81}; \quad h_1 = \sim 1{,}26 \text{ m.}$$

$$h_2 = 0{,}03025 \cdot \frac{40}{0{,}063} \cdot \frac{(0{,}965)^2}{2 \,.\, 9{,}81}; \quad h_2 = \sim 0{,}901 \text{ m.}$$

$$h_3 = 0{,}03025 \cdot \frac{80}{0{,}045} \cdot \frac{(0{,}95)^2}{2 \,.\, 9{,}81}; \quad h_3 = \sim 2{,}46 \text{ m.}$$

Całkowity opór tarcia na całej linii:

$$H_{IT} = h_1 + h_2 + h_s; \quad H_{IT} = 4{,}621 \text{ m.}$$

Opory tarcia w systemie niemieckim.

II. *System niemiecki:* 5 węży (100 m) 75 mm ∅ i 4 (80 m) 45 mm ∅.

$$h_1 = 0{,}03025 \cdot \frac{100}{0{,}075} \cdot \frac{(1{,}4)^2}{2 \,.\, 9{,}81}; \quad h_1 = 4{,}03 \text{ m.}$$

$$h_2 = 0{,}03025 \cdot \frac{80}{0{,}045} \cdot \frac{(1{,}25)^2}{2 \,.\, 9{,}81}; \quad h_2 = 3{,}92 \text{ m.}$$

Opór całkowity tarcia na całej linii:

$$H_{IIT} = h_1 + h_2; \quad H_{IIT} = 7{,}95 \text{ m.}$$

Opory tarcia w systemie włoskim.

III. *System włoski:* 5 węży (100 m) 60 mm ∅ i 4 (80 m) 45 mm ∅.

$$h_1 = 0{,}03025 \cdot \frac{100}{0{,}060} \cdot \frac{(2{,}17)^2}{2 \,.\, 9{,}81}; \quad h_1 = 12{,}1 \text{ m.}$$

$$h_2 = 0{,}03025 \cdot \frac{80}{0{,}045} \cdot \frac{(1{,}9)^2}{2 \,.\, 9{,}81}; \quad h_2 = 9{,}9 \text{ m.}$$

Opór całkowity tarcia na całej linii:

$$H_{IIIT} = h_1 + h_2; \quad H_{IIIT} = 22 \text{ m.}$$

Opory tarcia w systemie warszawskim.

IV. System *warszawski:* 5 węży (100 m) 65 mm ∅ i 4 52 mm ∅.

$$h_1 = 0{,}03025 \cdot \frac{100}{0{,}065} \cdot \frac{(1{,}85)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \quad h_1 = 8{,}12 \text{ m.}$$

$$h_2 = 0{,}03025 \cdot \frac{80}{0{,}051} \cdot \frac{(1{,}5)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \quad h_2 = 5{,}47 \text{ m.}$$

Opór całkowity tarcia na całej linii:

$$H_{IVT} = h_1 + h_2; \quad H_{IVT} = 13{,}59 \text{ m.}$$

V. *System polskich straży pożarnych:* 5 węży (100 m) 52 mm ∅ i 4 (80) 52 mm ∅.

$$h_1 = 0{,}03025 \cdot \frac{100}{0{,}051} \cdot \frac{(3)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \quad h_1 = 27{,}18 \text{ m.}$$

$$h_2 = 0{,}03025 \cdot \frac{80}{0{,}051} \cdot \frac{(1{,}5)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \quad h_2 = 5{,}47 \text{ m.}$$

Opór całkowity tarcia na całej linii:

$$H_{VT} = h_1 + h_2; \quad H_{VT} = 32{,}65 \text{ m.}$$

Zsumujmy teraz opory przy zmianie przekroju i opory tarcia dla każdego systemu.

Dla I-go systemu *hamburskiego:*

$$H_I = H_{IP} + H_{IT}; \quad H_I = 0{,}424 + 4{,}621; \quad H_I = 5{,}45 \text{ m } (\sim 0{,}5 \text{ atm}).$$

Dla II-go systemu *niemieckiego:*

$$H_{II} = H_{IIP} + H_{IIT}; \qquad H_{II} = 0{,}035 + 7{,}95;$$

$$H_{II} = 7{,}99 \text{ m } (\sim 0{,}8 \text{ atm}).$$

Dla III-go systemu *włoskiego:*

$$H_{III} = H_{IIIP} + H_{IIIT}; \quad H_{III} = 0{,}15 + 22{,}0;$$

$$H_{III} = 22{,}15 \text{ m } (\sim 2{,}2 \text{ atm}).$$

Dla IV-go systemu *warszawskiego:*

$$H_{IV} = H_{IVP} + H_{IVT}; \quad H_{IV} = 0{,}081 + 13{,}59;$$

$$H_{IV} = 13{,}67 \text{ m } (\sim 1{,}4 \text{ atm}).$$

V-go systemu *polskich straży:*

$$H_V = H_{VP} + H_{VT}; \quad H_V = 0{,}11 + 32{,}65;$$

$$H_V = 32{,}76 \text{ m } (\sim 3{,}3 \text{ atm})^{*}).$$

Z powyższego wynika, że:

1) opór w trójnikach w porównaniu z oporem tarcia jest wielkością znikomą,

2) opór tarcia jest największy w systemie piątym (polskim) i w systemie trzecim (włoskim).

3) najmniejszy opór tarcia zachodzi w obu niemieckich systemach: hamburskim i zwykłym,

4) średni opór mamy w systemie warszawskim.

Dla lepszego zorientowania się obliczyć musimy jeszcze opory w magistrali, która mogłaby zasilać dwa węże wylotowe ∅ 52 mm każdy.

Przekrój magistrali powinien być taki, aby ilość podawanej wody mogła być taka sama i o takiej samej szybkości, jak w obu wężach wylotowych.

F_m jest powierzchnia przekroju magistrali,

i F_w „ „ „ węży wylotowych

wtedy $F_m = 2\,F_w$; $F_w = 2043 \text{ mm}^2$ $F_m = 4086 \text{ mm}^2$.

$$F_m = \frac{\pi (d_m)^2}{4}; \quad d_m = \sqrt{\frac{4 F_m}{\pi}}; \quad d_m = \sqrt{\frac{4 \cdot 4086}{3{,}14}}; \quad d_m = \sim 72 \text{ mm}.$$

Przyjmujemy również, że magistrala 72 mm ∅ biegnie 100 m i zakończone jest trójnikiem 112 mm ∅, mającym wlot ∅ 65 mm, z którego wychodzą 2 linie 52 mm ∅, każda w 2 odcinkach po 20 m.

Opory przy zmianach przekroju będą:

$$h_1 = \frac{v^2}{2g}\left(\frac{F_{t2}}{F_1} - 1\right)^2; \quad h_1 = \frac{(1{,}5)^2}{2 \,.\, 9{,}81}\left(\frac{7{,}287}{4{,}086} - 1\right)^2; \quad h_1 = 0{,}07 \text{ m}.$$

$$h_2 = \zeta \frac{(v_6)^2}{2g}; \ \zeta \text{ z tablicy przy stosunku } 2\,F_w : F_m = 1{,}00; \ \zeta = 0.$$

Zatem opór przy wyjściu wody z trójnika do węży wylotowych redukuje się do zera, czyli

$$H_{VIP} = h_1; \quad H_{VIP} = 0.07 \text{ m}.$$

*) Zwracam uwagę, że obliczenia oporów tarcia są prowadzone z wężami gumowanymi. Przy wężach parcianych otrzymane wyniki oporów tarcia będą 2,0 — 2,5 razy większe.

Opór tarcia:

$$h_1 = 0{,}03025 \cdot \frac{100}{0{,}072} \cdot \frac{(1{,}5)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \quad h_1 = 5{,}24$$

$$h_2 = 0{,}03025 \cdot \frac{80}{0{,}051} \cdot \frac{(1{,}5)^2}{2 \cdot 9{,}81}; \quad h_2 = 5{,}47$$

$$H_{VIT} = h_1 + h_2; \quad H_{VIT} = 10{,}71 \text{ m.}$$

Całkowity opór:

$$H_{VI} = H_{VIP} + H_{VIT}; \quad H_{VI} = 10{,}78 \text{ m.}$$

Wobec znacznej różnicy pomiędzy systemem ostatnim z magistralą 72 mm ∅ i wylotywymi wężami 52 mm ∅ a systemem, w którym wszystkie węże są jednakowe, zachodzi pytanie, czy dla sikawek silnikowych nie należałoby wprowadzić specjalnych magistralnych węży o średnicy 72 mm ew. 70 lub 75 mm.

Z jednej strony trudno zaprzeczyć, że opory, a szczególnie opór tarcia, w systemie o jednakowych wężach jest bez porównania większy od takiego samego oporu w systemie o magistrali 72 lub 75 mm ∅, jednak wożenie dwojakiego rodzaju węży jest bardzo kłopotliwe i pociąga za sobą większe wydatki na znacznie droższe węże, większe i cięższe zwijadła, a przy tym przy dłuższych liniach nieraz węża magistralnego może zabraknąć i wtedy przez zastąpienie brakującej części przez węże mniejsze wylotowe wytwarza się również dławienie wody i prawie takie same opory jak w systemie o jednakowych wężach.

Niektóre systemy zalecają prowadzenie zamiast jednej linii magistralnej o większej średnicy, dwóch równoległych linii o średnicy mniejszej (52 mm).

Przy wszystkich uprzednio dokonanych obliczeniach oporów i strat ciśnienia w liniach wężowych, nie braliśmy pod uwagę jeszcze jednego oporu, jaki przedstawia każdy łącznik, w którym są zawsze dwie zmiany przekrojów: zwężenie przewodu i rozszerzenie. Opory te jednak, jak to już widzieliśmy wyżej, są nieznaczne, o czym przekonamy się z paru tablic, podanych niżej.

Zagadnieniem strat w liniach wężowych, spowodowanych tarciem wody i łącznikami, zajęło się paru specjalistów: inż. Otto Sander ze straży pożarnej w Hamburgu oraz dyr. Weigand wraz z prof. Kellerbauerem w Chemnitz.

Doświadczenia praktyczne z wężami i łącznikami.

Nie będę tu wyliczał całego szeregu doświadczeń, przeprowadzonych przez tych badaczów, a ograniczę się tylko do paru tablic więcej charakterystycznych, w których doskonale uwidoczniają się wpływy tarcia w wężach gumowanych i parcianych oraz wpływy oporu łączników, znajdujących się w liniach wężowych.

Próby z wężami na tarcie.

Doświadczenia z oporem tarcia były przeprowadzone na linii 44 mm ∅, 105 m długiej, złożonej z węży gumowanych i węży parcianych.

Oznaczamy przez:

v — szybkość przeciętną wody w metrach na sek.;
d — średnicę pyszczka, przez który był puszczony prąd;
h_1 — ciśnienie w początku linii wężowej w at.
h_2 — ciśnienie w końcu linii wężowej w at.
$h_1—h_2$ — spadek ciśnienia wywołany przez opór tarcia;
h/l — spadek ciśnienia wywołany przez opór tarcia w 1 metrze bież. węża;
Q — ilość wody przepływającej w litrach na minutę.

XI TABLICA.

Doświadczenia z wężami.

Jakość węży	d mm	v m/sek.	h_1 at.	h_2 at.	$h_1—h_2$ at.	h/l at.	Q litr/min.
Gumowane	13	1,64	3,3	2,4	0,9	0,085	150
	14	2,08	3,2	2,0	1,2	0,115	190
	15	2,20	3,2	1,7	1,5	0,146	200
	16	2,30	3,1	1,5	1,5	0,146	210
Parciane	13	1,35	4,1	1,9	2,2	0,210	165
	14	1,97	4,0	1,5	2,5	0,238	180
	15	1,97	3,9	1,1	2,8	0,267	180
	16	1,97	3,9	0,9	3,0	0,286	180

Widzimy z tej tablicy, że w miarę zwiększania szybkości, opór przez tarcie znacznie rośnie, przy czym daleko szybciej w wężach parcianych niż gumowanych.

Dla doświadczeń z łącznikami i określenia, jakie opory one stwarzają na linii wężowej, aby łatwiej można było obliczyć różnicę spadku ciśnienia wskutek oporu przez nie wytworzonego, wzięte było do prób 6 węży gumowanych po 5 m długości każdy o średnicy 46,7 mm, czyli otrzymano linię 30 m długą z 5 łącznikami. Storz'a. Łączniki miały obsadę (tuleję) o średnicy wewnętrznej 39,5 mm czyli grubość ścianek wynosiła 3,6 mm. Pyszczek na prądownicy miał wylot 13 mm ∅. Próby były prowadzone przy różnych ciśnieniach i ilościach przepływającej wody, przy czym jedna próba odbywała się przy użyciu węża 30 m długości bez łączników, a druga — węża 30 m dł. z łącznikami.

XII TABLICA.

Doświadczenia z łącznikami.

Rodzaj próby	Ilość przepł. wody Q litr.	Szybkość przepływu v m/sek.	Ciśnienie na początku linii	Ciśnienie na końcu linii	Spadek ciśn. atm.	Różnica spadku	% spadku	% spadku na 1 łączn.
Bez łączn.	150	1,46	2,014	1,916	0,098	0,051	52	10,4
Z łączn.	150	1,46	2,000	1,851	0,149			
Bez łączn.	226	2,21	3,000	2,759	0,241	0,063	21,9	4,38
Z łączn.	180	1,79	3,000	2,696	0,304			
Bez łączn.	214	2,08	3,992	3,633	0,359	0,048	13,4	2,68
Z łączn.	210	2,05	4,000	3,593	0,407			
Bez łączn.	256	2,5	5,000	4,529	0,471	0,050	10,61	2,11
Z łączn.	240	2,34	5,000	4,479	0,521			

Charakterystyczne jest tu zjawisko, że im szybciej płynie woda przez wąż, tym stosunkowo mniejszy jest opór przy łącznikach.

9. Wzlot i przelot swobodnych prądów wodnych.

Wzlotem nazywamy wysokość pionowego prądu wody, wyrzuconej pod ciśnieniem przez pyszczek prądownicy z silnika lub hydrantu. Przelotem — najdalszy zasięg prądu przy pochyleniu prądownicy pod kątem około 32° (31° — 34°) do poziomu.

Wzlot i przelot prądu wody zależny jest od kilku czynników: od ciśnienia wody w sikawce lub hydrancie, od jej ilości, podawanej w pewnym okresie czasu (na sekundę), co jest we wzajemnej zależności od przekroju i formy pyszczka, wreszcie od stanu powietrza (cisza, wiatr).

Pomijając czynniki podstawowe, jak ciśnienie i ilość wody, najważniejszym warunkiem dobrego, silnego i zwartego prądu jest przekrój pyszczka i jego odpowiednia forma. O tym należy pomówić obszerniej.

Formy pyszczka.

Od kilkudziesięciu lat hydraulicy i działacze w dziedzinie pożarnictwa pracowali nad ustaleniem najbardziej racjonalnej formy pyszczka, która zapewniałaby najwięcej zwarty i jednolity prąd, sięgający jak najdalej swoją skupioną masą wody.

Najwięcej zasług położył na tym polu prof. Weisbach, ze wzorami którego spotkaliśmy się w poprzednich działach. Opracował on cały szereg wzorów i różne typy wylotów do prądów wodnych jeszcze w latach 1856, 1857.

Jako więcej charakterystyczne podamy trzy pyszczki:

a) **krótki o zaokrąglonym wylocie** (rys. 46).

Dla określenia wysokości wzlotu prof. Weisbach skreślił następujący wzór:



Rys. 46.

$$h_w = \frac{H}{1{,}027 + 0{,}000476\,H + 0{,}00095614\,H^2}$$

gdzie H — ciśnienie wody,

h_w — ciśnienie wzlotu.

Odpowiednio zestawione są wielkości wzlotów przez ten pyszczek w poniższej tablicy XIII-ej. Pyszczek 10 mm Ø.

XIII TABLICA.

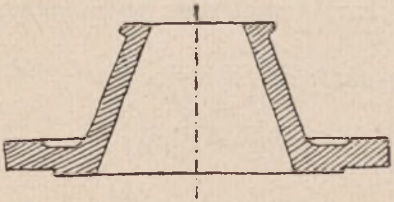
Wzloty przy pyszczku zaokrąglonym.

Ciśnienie Hm	Wzlot $h_w m$	Ciśnienie Hm	Wzlot $h_w m$	Ciśnienie Hm	Wzlot $h_w m$	Ciśnienie Hm	Wzlot $h_w m$
1	0,97	4	3,83	10	8,87	16	12,50
2	1,94	6	5,64	12	10,26	18	13,39
3	2,89	8	7,33	14	11,47	20	14,10

Widzimy, że w miarę zwiększania ciśnienia wody, wzlot rośnie, ale w pewnym stopniu jednak wolniej niż ciśnienie.

b) **Pyszczek krótki, stożkowy (rys. 47).**

Wysokość wzlotu określona jest następującym wzorem:



Rys. 47.

$$h_w = \frac{H}{1.0162 + 0,007107\,H + 0,000406\,H^2}$$

Wysokość wzlotów przez pyszczek krótki stożkowy 10 mm Ø przedstawia tablica XIV-ta.

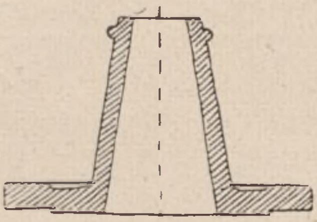
XIV TABLICA.
Wzloty przy pyszczku krótkim stożkowym.

Ciśnienie *H m*	Wzlot $h_w m$	Ciśnienie *H m*	Wzlot $h_w m$	Ciśnienie *H m*	Wzlot $h_w m$
1	0,98	9	8,08	18	14,11
3	2,88	12	10,34	20	15,14
6	5,59	15	12,36	22	16,06
				24	16,90

I na tej tablicy widzimy podobny stosunek wysokości wzlotów do wysokości ciśnienia.

c) **Pyszczek długi stożkowy** (rys. 48).

Wysokość wzlotu znajdujemy we wzorze następującym:



Rys. 48.

$$h_w = \frac{H}{1,0453 + 0,000373\,H + 0,000859\,H^2}$$

Wysokość wzlotów przez długi stożkowy pyszczek 10 mm ∅ pokazuje tablica XV-ta:

XV TABLICA.
Wzloty przy pyszczku długim stożkowym.

Ciśnienie *H m*	Wzlot $h_w m$	Ciśnienie *H m*	Wzlot $h_w m$	Ciśnienie *H m*	Wzlot $h_w m$
1	0,96	7	6,43	14	11,48
3	2,85	9	8,05	15	12,59
5	4,68	12	10,24	18	13,54
				20	14,32

Przy porównaniu tych trzech form pyszczków widoczna jest przewaga stożkowego krótkiego pyszczka.

Weisbach czynił doświadczenia jeszcze z kilkoma typami pyszczków, biorąc następujące trzy typy:

d) **w postaci dyszy dłuższej do 100 mm;**

e) **stożkowy długi 245 mm;**

f) **rurę 150 mm długą zaokrągloną**

i zestawił w poniższej tablicy XVI-ej, przy czym podał stosunek *h* : *H* wysokość wzlotu do ciśnienia wody:

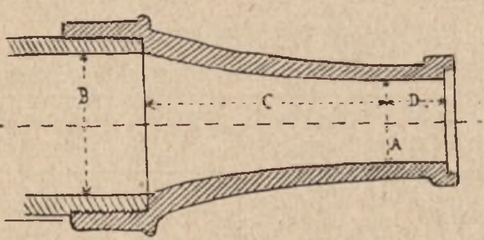
XVI TABLICA.

Doświadczenia Weisbacha z 6-ma pyszczkami.

Typ pyszczka	Stosunek $h_w : H$ przy ciśnieniu *H* atm.			Typ pyszczka	Stosunek $h_w : H$ przy ciśnieniu *H* atm.		
	0.5	1.0	1.5		0.5	1.0	1.5
a	0,950	0,887	0,801	*d*	0,960	0,928	0,884
b	0,942	0,886	0,824	*e*	0,950	0,927	0,876
c	0,936	0,881	0,804	*f*	0,754	0,718	0,672

Widzimy przy porównywaniu stosunku *h* : *H* przy różnych typach pyszczków, że najlepsze wyniki dają typy *d* i *e*, natomiast rura typu *f* — najgorsze. Weisbach uznaje pyszczki za najlepsze stożkowe z pochyleniem bocznym 6° w całkowitej długości równej 10 *d* (10-krotnej średnicy).

Pyszczek Wacha.



Rys. 49.

Szereg konstruktorów pracowało nad ulepszeniem formy pyszczka. Między innymi, udało się Wachowi zbudować pyszczek

o bardzo dobrych i łagodnych liniach zwężenia, którego rysunek tu podajemy (rys. 49). Poniższa tablica XVII określa (w przybliżeniu) ustalone przez Wacha główne wymiary pyszczka.

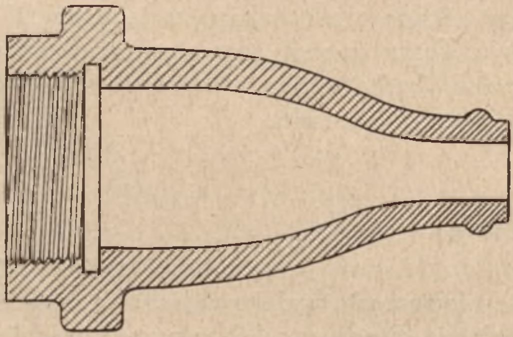
XVII TABLICA.

Główne wymiary pyszczka Wacha.

A mm	*B* mm	*C* mm	*D* mm	*A* mm	*B* mm	*C* mm	*D* mm
8	15	23	6	16	26	48	12
10	17	28	7	18	30	55	13
12	20	33	8	20	35	60	14
14	23	42	10	25	40	75	20

Pyszczek butelkowy.

Pewne niewielkie załamanie, jakie się tworzy w pyszczku Wacha przy przejściu z części cylindrycznej przy obsadzie pyszczka na wylocie prądownicy ku części zwężającej się pyszczka, zmusiło niektórych konstruktorów do dążeń ku złagodzeniu załamania. Między innymi, otrzymana została forma t. zw. *bu-*



Rys. 50.

telkowa, którą przedstawia rys. 50-y. Zaletą tego rodzaju formy jest stopniowe przejście z szerszej, cylindrycznej części pyszczka przy obsadzie w łagodne zwężenie o formie elipsoidalnej i z tej również łagodne przejście w paraboidalne zwężenie, kończące się ściśle cylindrycznym wylotem o średnicy pyszczka.

W ostatnich dziesiątkach lat konstruktorzy dążyli do budowy pyszczka zmiennego, który by umożliwił dowolną zmianę grubości prądu podczas działania sikawki, bez jej zatrzymywania. Niektórzy usiłowali zbudować również pyszczek rozpylający prąd, dać tarczę wodną, ochraniającą prądownika od żaru. Niektóre pomysły są bardzo udatne i do nich powrócimy na końcu tej książki, a obecnie zajmiemy się zagadnieniem zasięgu wzlotów i przelotów.

Zasięg wzlotów i przelotów.

Jak było już wyżej wzmiankowane, zasięg t. zw. „bicia" t. j. odległości, na jaką sięga prąd, wyrzucony z prądownicy przy pracy z sikawki lub hydranta czy to wzwyż, t. j. pionowo, który nazywamy *wzlotem*, czy to w dal przy pochyleniu prądownicy pod kątem około 33° (od 31°—35°) do poziomu, który nazywamy *przelotem*, zależy od ciśnienia wody, od formy pyszczka i od stanu powietrza.

O formie najodpowiedniejszej do wytwarzania najdalszego zwartego prądu była mowa w poprzednim rozdziale. Należy tu jeszcze tylko dodać, że dłuższe, idealnie cylindryczne zakończenie pyszczka wywiera wpływ dodatni na tę zwartość i skupienie wody w prądzie. Teraz wypadnie nam zapoznać się z wynikami szeregu pomiarów i badań oraz z wykresami krzywych, dotyczących wzlotów i przelotów prądu.

Badania Freemana.

Jednym z pierwszych, badających zasięg wzlotów i przelotów był amerykanin Freeman, który przeprowadził szereg doświadczeń z różnego rodzaju pyszczkami, a między innymi z pyszczkami średnicy wylotu *(d)* 19 mm i 35 mm przy różnych ciśnieniach wody, począwszy od ½ atmosfery, a kończąc na 7 atm., przy czym brał pomiary dwojakie: tylko zwartych prądów od wylotu pyszczka do końca ich skupienia t. j. do tego punktu, w którym prąd zaczyna się już rozdrabniać, oraz całkowitego zasięgu aż do ostatnich kropli.

Wzlot i przelot w metrach	∅ mm	Ciśnienie wody H atmosfer 0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
Wzlot h_w prądów skupionych przy wietrze średnim	19	3,7	7,3	11,0	14,4	16,2	21,6	23,6	24,4	25,4
	35	4,0	7,9	11,6	15,2	18,3	24,4	27,7	29,6	31,0
ostatnich kropli podczas ciszy	19	4,3	8,8	13,1	17,7	25,3	31,0	36,0	39,0	41,0
	35	4,6	9,5	14,0	18,3	27,8	36,0	43,0	48,0	50,0
Przelot h_p prądów skupionych przy wietrze średnim	19	4,3	7,0	9,5	11,0	14,0	15,8	17,7	19,5	20,8
	35	5,5	9,5	13,1	15,8	20,4	23,0	25,0	27,0	28,7
ostatnich kropli podczas ciszy	19	7,8	15,5	23,2	28,6	35,8	41,0	45,0	48,5	51,0
	35	8,8	17,4	26,6	39,2	47,8	55,0	62,0	67,0	72,0

W powyższym zestawieniu widoczny jest ogromny wpływ stanu powietrza na zasięg prądu: przy ciszy prąd pozostaje skupiony na dalszej odległości od pyszczka, a ostatnie krople sięgają dalej; wiatr natomiast, nawet średni, skraca skupienie wody w prądzie, wywierając na długość zasięgu wpływ ujemny.

Wykresy Freemana.

Tenże badacz (Freeman) określił dokładnie wzloty i przeloty z trzech pyszczków 22 mm (7/8″) ∅, 25 mm (1″) ∅ i 28 mm (1¼″) ∅ przy różnych ciśnieniach wody: od ½ atm. do 6 atm. i nakreślił tablicę, którą podaję niżej (rys. 51).

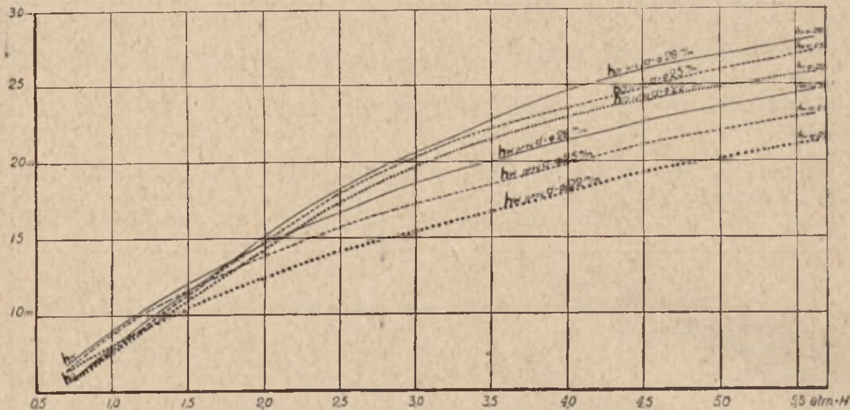
Odcięte x oznaczają ciśnienie wody H w atm.

Rzędne y oznaczają wysokość wzlotów h i odległość przelotów h_p.

Liniami ciągłymi są nakreślone krzywe dla pyszczka *d*—28 mm∅
„ przerywanymi „ „ „ „ *d*—25 mm∅
„ punktowanymi „ „ „ „ *d*—22 mm∅

Rozpatrując ten wykres widzimy, że przy jednym i tym samym ciśnieniu, tak wzloty jak i przeloty mają większy zasięg

przy pyszczkach o większej średnicy i to jest zupełnie naturalne, gdyż im większa jest ilość wody wyrzuconej przez dany pyszczek, tym skupienie tej masy dłużej się trzyma, więc wzlot jak i przelot są o większym zasięgu.



Rys. 51.

Freeman, Weisbach, Wach i inni badacze, przeprowadzając próby swoje przed kilkudziesięciu laty, używali do nich prądów od ręcznych, a przeważnie od parowych sikawek, w których ciśnienie wody było ograniczone do 6—7 atm.

Wykresy wzlotów i przelotów o większym ciśnieniu.

Obecnie wiadomo, że autopompy i motopompy odśrodkowe, dwu- i trzy-stopniowe są w stanie wytwarzać ciśnienie kilkunastu, a nawet do 20 i więcej atmosfer.

Wobec tego znacznej modyfikacji uległy i cyfry ze wzlotami i przelotami, których zasięg znacznie się zwiększył. Badacze i hydraulicy, określający stosunek zasięgu wzlotów i przelotów do wysokości ciśnienia wody w wężach i prądownicach, przeprowadzali różnego rodzaju próby, używając do nich prądów z sikawek odśrodkowych kilkostopniowych, poruszanych silnikami spalinowymi, szybkobieżnymi. Opracowany został cały szereg tablic porównawczych i wykresów.

Jedną z takich tablic, opracowaną w Niemczech, jak również i odpowiednie zestawienie wykresów, podajemy niżej.

XIX TABLICA.

Wzlotów i przelotów o większym ciśnieniu.

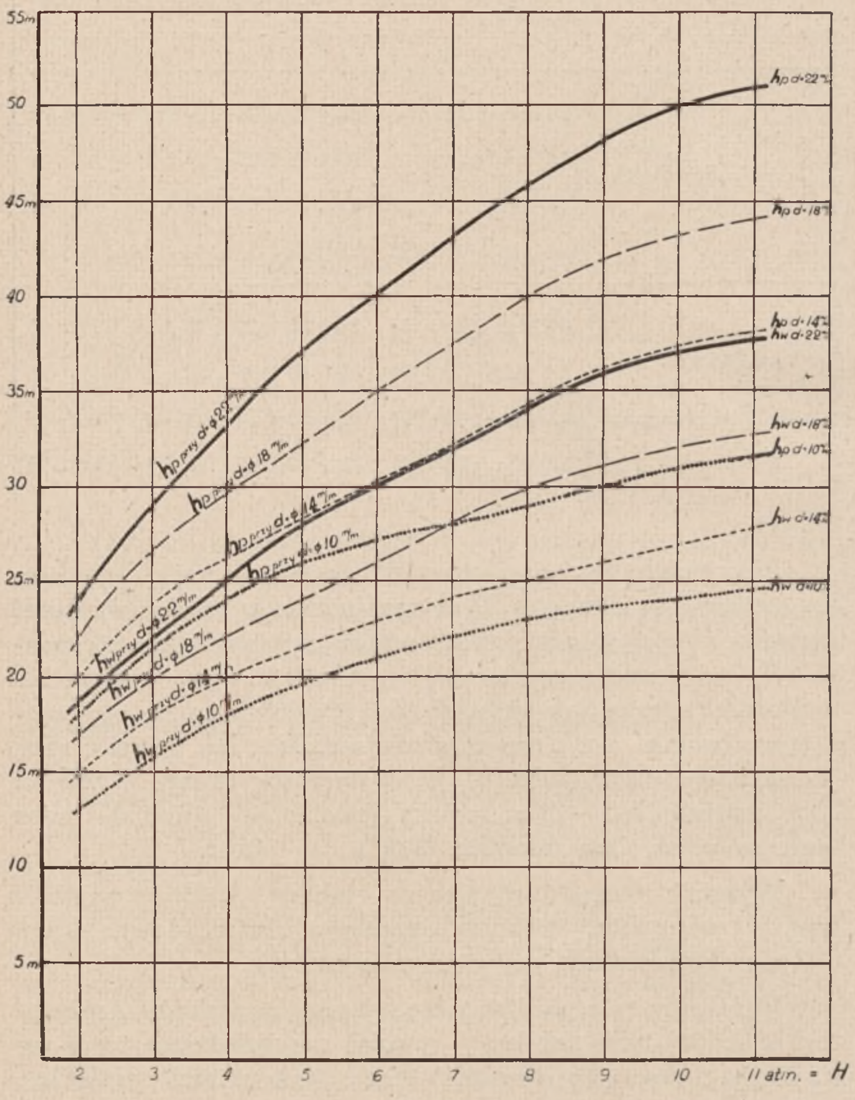
Wzloty h_w m / Przeloty h_p m	Średnica pyszczka d —	Ciśnienie wody w prądownicy *H* atm.								
		2	3	4	5	6	7	8	9	10
Wzloty h_w prądów skupionych w metrach	10 mm	13	16	18	19	21	22	23	23	24
	14 mm	15	18	20	21	23	24	25	26	27
	18 mm	17	20	22	24	26	28	30	31	32
	22 mm	19	22	25	28	30	32	34	36	37
Przeloty h_p prądów skupionych w metrach	10 mm	18	22	24	26	27	28	29	30	31
	14 mm	20	24	26	28	30	32	34	35	36
	18 mm	22	27	29	32	34	37	40	42	43
	22 mm	24	29	33	37	40	43	46	48	50

Zasięg wzlotów i przelotów jest podany w metrach w zaokrągleniach bez ułamków. Przy zestawieniu w tablicy wielkości zasięgów poszczególnych wzlotów oraz przelotów daje się zauważyć, że w miarę zwiększania się ciśnienia wody w wężu lub prądownicy, zasięg tak wzlotów jak i przelotów rośnie, lecz nieproporcjonalnie, a z pewnym zmniejszaniem. Tak np. gdy przy ciśnieniu $H = 3$ at. wzlot h_w przez pyszczek 18 mm ∅ wynosi 20 m, a przelot h_p — 27 m, to przy ciśnieniu $H = 10$ at., h_w przez tenże pyszczek sięga zaledwie 32 m, a h_p— 43 m.

Wykresy, przedstawiające na tablicy wzloty i przeloty (rys. 52) przez cztery średnice pyszczków: 10 mm, 14 mm, 18 mm i 22 mm, potwierdzają powyższe spostrzeżenia.

Podaliśmy tu zestawienie tych zasięgów wzlotów i przelotów w jednej tylko tablicy, a również odpowiadające temu zestawieniu wykresy w jednym obrazie jako więcej wymowne i charakterystyczne.

Przechodzę teraz do ostatniego rozdziału niniejszej książki, do zobrazowania usiłowań i ulepszeń, poczynionych w ostatnich latach w prądownicach, a właściwie w ich pyszczkach.



55m
50
45m
40
35m
30
25m
20
15m
10
5m
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11 atm. = H
hp d-22%
hp d-18%
hp d-14%
hw d-22%
hw d-18%
hp d-10%
hw d-14%
hp przy d-φ 18 m/m
hp przy d-φ 14 m/m
hp przy d-φ 10 m/m
hw przy d-φ 22 m/m
hw przy d-φ 14 m/m
hw przy d-φ 10 m/m

Rys. 52.

IV. Prądownice udoskonalone o pyszczkach zmiennych i rozpylających.

Usiłowania konstruktorów w pomysłach nad ulepszeniem pyszczków szły w dwóch kierunkach: budowy takiego typu pyszczka, który pozwalałby zmieniać dowolnie i szybko grubość prądu bez zatrzymywania działania danej sikawki oraz skonstruowanie pyszczka, dającego idealny rozbryzg prądu, graniczący z mgłą.

A. PYSZCZKI ZMIENNE.

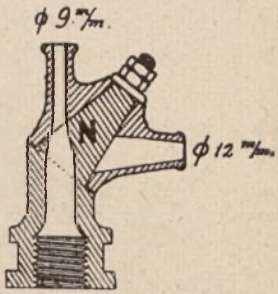
Trzy rodzaje pyszczków zmiennych.

Pyszczki zmienne są trzech typów: *rewolwerowe, kauczukowe i wrzecionowe.* Pierwszy, najdawniej wynaleziony jest

1. Pyszczek rewolwerowy.

Składowe części pyszczka rewolwerowego.

Na rys. 53 jest przedstawiony przekrój tego pyszczka. Składa się on z dwóch części odlanych z brązu lub mosiądzu: z właściwego pyszczka z bocznym, ukośnym nadlewem *(N)*, pod kątem 45° do prądownicy, który służy jako oś. Naokoło tej osi obraca się druga część pyszczka w rodzaju jakby ściętego stożka, w którym są odlane cztery wyloty pyszczka pod kątem również 45° w stosunku do osi nadlewu tak, że przy obracaniu tym stożkiem zawsze jeden z tych wylotów staje na jednej linii z osią prądownicy i stanowi swym pyszczkiem jej przedłużenie. Pyszczki te są zazwyczaj trzy o różnej średnicy, a czwarty jest t zw. głuchy bez otworu i służy do przerwania prądu.



Rys. 53.

Średnica otworów tych pyszczków jest zależna od systemu i wydajności sikawki. Przy stosowaniu sikawek ręcznych otwory pyszczków prądownic bywają następujące: dla mniejszych sikawek 8, 10 i 12 mm ∅ dla większych — 10, 12 i 14 mm ∅, rzadziej 12, 14 i 16 mm ∅. Dla sikawek silnikowych są stosowane rewol-

werowe pyszczki o średnicy większej — 14, 16 i 18 mm, rzadziej 14, 18 i 22 mm.

Dodatnie strony pyszczka rewolwerowego.

Dodatnią stroną tego pyszczka zmiennego jest możność operowania trzema średnicami wylotów oraz możność przerwania działania prądu bez zatrzymywania działania sikawki. Jest to bardzo ważne, zwłaszcza podczas akcji ratunkowej, kiedy każda chwila jest droga i przerwy w działaniu prądu są niepożądane, a nawet nieraz szkodliwe.

Ujemne strony pyszczka rewolwerowego.

Do niedomagań przy stosowaniu pyszczków rewolwerowych zaliczyć należy:

a) ograniczone rozmiary średnicy prądów,

b) rozbryzgiwanie się częściowe prądu przez trafianie wylotowego otworu nasady na próg przy przechodzeniu z niej wody do wylotu ruchomego pyszczka, który w zależności od danego wymiaru pyszczka jest albo szerszy od nasadowego wylotu albo węższy, wskutek czego powstaje pewien opór i osłabienie prądu oraz rozbryzgiwanie się,

c) zacinanie się przy zmianie średnicy i pewna trudność dokładnego nastawienia.

2. Pyszczek kauczukowy.

Przed kilkunastu laty został wynaleziony w Austrii zmienny pyszczek kauczukowy, który przedstawia rys. 54 (str. 92).

Składowe części.

Pyszczek ten składa się z pięciu części: 1) płaszcza *(Pł.)*, odlanego z brązu otaczającego wieniec t. zw., 2) *ściskaczy (SS)*, obchwytujących dokoła, 3) *wylot kauczukowy (K)* o formie butelkowej szyjki z kołnierzem u spodu, który przyciska do płaszcza, 4) *wkrętka (W)*, mająca zewnętrzny drobny gwint *(g_2)*; tym gwintem wkręcona jest w płaszcz oraz grubszy gwint *(g_3)* przeznaczony do nakręcania całego pyszczka na prądownicy.

Piątą część naszego pyszczka stanowi t. zw. *regulator (R)*, odlany też z brązu lub mosiądzu. Posiada on w spodniej części prostokątny gwint *(g)*, który służy do regulowania stopnia rozwarcia kauczukowego wylotu, co zaraz wyjaśnię bliżej.

Regulowanie pyszczka.

Tym prostokątnym gwintem *(g)* regulator jest osadzony na górnej części płaszcza. Przez nakręcanie regulatorem niżej (głębiej) płaszczyzna pierścienia naciskowego *(n)* opuszcza się, naciska na ząbki ściskaczy *(S, S)*, a te znów, ściskając się, nie pozwalają kauczukowemu wylotowi na rozszerzanie się i utrzymują mniejszy wymiar (średnicę) pyszczka.

W razie potrzeby zwiększenia grubości prądu, obracamy regulatorem w stronę odwrotną, dzięki czemu pierścień uciskowy regulatora podnosi się do góry, a pyszczek *(k)* wskutek znacznej elastyczności kauczuku pod ciśnieniem wody rozszerza się a wraz z nim rozchylają się ściskacze aż do dotknięcia ząbkami pierścienia naciskowego. Tym sposobem wskutek obracania w jedną lub drugą stronę regulatorem, rozszerza się lub zwęża pyszczek kauczukowy od średnicy 10 mm do średnicy 20 mm.

Dodatnie strony pyszczka kauczukowego.

Do *zalet* tego pyszczka należy zaliczyć:

a) łatwość regulowania,

b) większą skalę dowolnych grubości prądu od 10 mm do 20 mm ∅.

Do wad należy zaliczyć:

a) konieczność operowania ciśnieniem minimum 3 at., gdyż przy ciśnieniu mniejszym pyszczek nie jest w stanie rozewrzeć się więcej jak do 10—12 mm ∅;

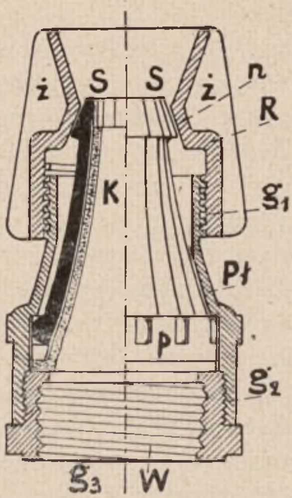
b) niemożność przerwania prądu bez zatrzymania sikawki;

c) stopniowe zatracanie z biegiem czasu elastyczności kauczuku.

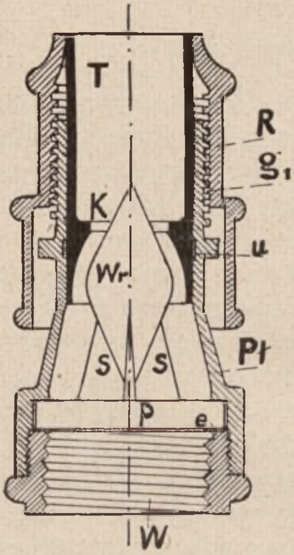
3. Pyszczek wrzecionowy.

Ten pyszczek ukazał sie przed 10-ciu laty i znalazł zastosowanie na razie w Austrii i Niemczech, a od paru lat jest uży-

wany i w naszych strażach. Rys. 55 przedstawia przekrój podłużny tego pyszczka, który się składa z trzech części: *płaszcza, wrzeciona i regulatora.*



Rys. 54.



Rys. 55.

Składowe części.

Płaszcz *(Pł.)* posiada, jak i w pyszczku kauczukowym, u spodu wkrętkę *(W)*, którą jest przyciśnięty pierścień *(p)* wrzeciona oraz ma gwint do nakręcania pyszczka na prądownicę. U góry na płaszczu znajduje się długi prostokątny gwint *(g)*, na którym osadzony jest regulator *(R)*.

Najistotniejszą częścią wynalazku jest t. zw. wrzeciono *(Wr.)*, osadzone trzema skrzydełkami *(S, S)* na pierścieniu *(p)*, który przyciska, jak widzimy, od spodu wkrętka z pierścieniem uszczelniającym z ebonitu *(e)*. Wrzeciono posiada dokładnie wytoczony profil i powierzchnię w średniej części kulistą, a na obu końcach stożkowatą i stanowi podstawę do wytwarzania zwartego prądu, którego grubość jest regulowana specjalnym kapturkiem *(k)*, mającym powierzchnię wewnętrzną dopasowaną do powierzchni wrzeciona. Kapturek stanowi dolną część specjalnie długiej tulei *(T)*, odlanej z brązu (na rysunku tuleja ta

wraz z kapturkiem jest zabarwiona na czarno). Górny koniec tulei jest przymocowany do regulatora, a w dolnej części jej znajduje się pierścień uszczelniający *(u).*

Działanie regulatora.

Regulator posiada powierzchnię dolną, żłobkowatą i dwa namuletowane pierścienie, ułatwiające obracanie nim. W górnej części regulator zaopatrzony jest od wewnątrz w długi gwint prostokątny, którym regulator nakręca się na gwint płaszcza, wskutek czego albo się podnosi albo obniża. Przy podnoszeniu regulatora podnosi się tuleja z kapturkiem, a wtedy przelot wody pomiędzy wrzecionem a kapturkiem zwiększa się i prąd staje się grubszy.

Odwrotne zjawisko daje się zaobserwować przy okręcaniu regulatora w inną stronę, wskutek czego kapturek zbliża się do wrzeciona. Wtedy pierścieniowy przelot wody zmniejsza się, a prąd jej staje się coraz cieńszy i przy zetknięciu się kapturka z powierzchnią wrzeciona prąd się przerywa.

Jeśli powierzchnia wrzeciona jest dobrze wytoczona i powierzchnia kapturka donasowana, to wtedy prąd czy to cienki 5—10 mm ∅, czy też grubszy 15—20 mm ∅ zawsze otrzymuje się równy, bez rozbryzgiwania.

Zalety i wady pyszczka wrzecionowego.

Do zalet pyszczka wrzecionowego zaliczamy:

a) rozległą skalę dowolnych zmian średnicy prądu od 5 do 25 mm ∅;

b) równy zwarty prąd;

c) możność momentalnego przerwania prądu.

Pewną wadą tych pyszczków jest ich spora waga, zwłaszcza jeżeli są one jeszcze obciążone dodatkowymi urządzeniami, jak tarcza wodna ochronna i rozpylacz do prądu kroplistego, o czym będzie mowa dalej.

B. PYSZCZKI ROZPYLAJĄCE.

Zanim przejdziemy do sprawy użycia prądów kroplistych, a zwłaszcza rozpylonych, musimy tu uprzytomnić sobie właściwości gaśnicze wody.

Właściwości gaśnicze wody.

1) Woda, pokrywając płonące ciało, oddziela je od tlenu powietrza, czyli wywiera *działanie tłumiące.*

2) Przez parowanie przy zetknięciu się z rozgrzanym ciałem, cząstki wody zamieniają się w parę, pochłaniając ciepło ciała, oziębiają je, czyli wywierają *działanie gaszące.*

Jeśli weźmiemy pod uwagę, że dla przejścia 1 kg wody o temperaturze 0^0 do stanu pary potrzeba zużyć około 640 ciepłostek (kalorii), to oczywistym się staje, że oziębiające działanie wody jest dominującym w tym wypadku, kiedy znaczna część wody, której prąd działa na płonące ciało, będzie zamieniona na parę.

Im więcej rozdrobniony zostanie prąd wody na bryzgi a jeszcze lepiej na drobny pył wodny, tym łatwiej i szybciej te cząstki ulegną wyparowaniu, a tym samym działanie takiego prądu będzie bardziej oziębiające.

Zaczęto robić różnego rodzaju doświadczenia z rozpylonymi prądami i osiągnięto dobre rezultaty. Należycie rozpylony prąd grał podwójną rolę: oziębiającą, wskutek szybkiego parowania, i tłumiącą, t. j. oddzielał płonące ciało od tlenu otaczającego go powietrza, tak przez masę pyłu wodnego, jak i przez obłok formującej się z niego pary.

Pyszczek rozbryzgujący.

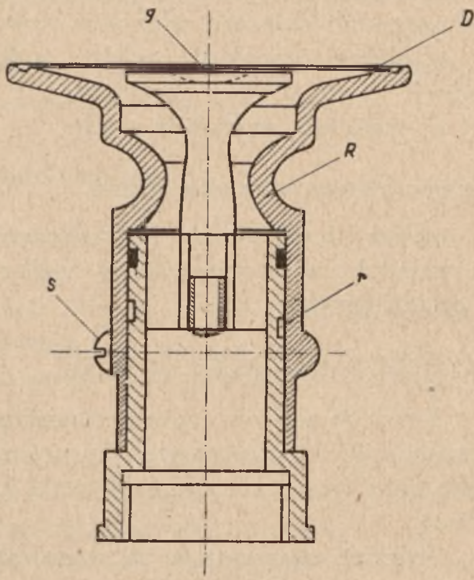
Pierwszym, najdawniejszym rozpylaczem był pyszczek wprowadzony przed kilkudziesięciu laty w wiedeńskiej straży miejskiej. Pyszczek ten posiadał na końcu zwykłego wylotu prądownicy rodzaj kielicha, w którym przez pokręcenie specjalnego pierścienia zbliżało się do osi prądownicy kilkanaście ostrych kiełków, rozbijających prąd wody na drobne bryzgi. Były to jednak tylko bryzgi a nie pył wodny. Dopiero we Francji b. komendantowi straży pożarnej w Paryżu, gen. Pouderoux oraz w Niemczech Steinowi udało się wynaleźć pyszczek istotnie rozpylający prąd na mgłę wodną. Szczególnie pyszczek Steina zasługuje na wyróżnienie.

Pyszczek rozpylający.

Rysunek 56 przedstawia przekrój pyszczka Steina. Składa się ten pyszczek z dwóch części: właściwego pyszczka z grzybkiem pośrodku i z ruchomego dzwonu *(D)* w postaci roz-

wartego wylotu, który pełni tu rolę regulatora. Regulator ten obraca się dokoła płaszcza pyszczka z rowkiem wytoczonym spiralnie i śruby *(s)* w nim osadzonej. Przy okręcaniu regulatorem dzwon albo się zbliża, albo oddala się od grzybka.

Przy oddaleniu dzwonu od końca grzybka otrzymuje się prąd zbliżony do zwartego, gdyż jest prawie cylindryczny, jednak grzybek, znajdujący się wewnątrz takiego strumienia, działa nań nieco hamująco, wskutek czego prąd traci na swej zwartości, powodując pewne rozbryzgiwanie się.



Rys. 56.

Przy największym oddaleniu dzwonu od końca grzybka następuje przerwanie prądu. Przy zbliżaniu się natomiast dzwonu do końca grzybka prąd rozszerza się coraz więcej, formując rodzaj parasola wodnego, przy czym rozwartość krańcowa płaszczyzny tego rozszerzonego stożka dochodzi do 150° — 160°. Im więcej zbliżamy płaską, rozwartą część górną dzwonu do czapeczki grzybka, otrzymujemy tym więcej rozdrobnione cząstki wody, formujące t. zw. pył wodny, którego zdolności oziębiające potęgują się coraz więcej. Rozwarty ten stożek wodny prądu rozpylonego może służyć również jako tarcza wodna, osłaniająca prądownika od żaru.

Chociaż prąd t. zw. zwarty z pyszczka Steina ustępuje nieraz co do jednolitości i siły prądom zwykłym, otrzymywanym z pyszczków normalnych, to jednak pyszczek ten wytwarza bardzo dobry prąd rozpylony, skuteczny w działaniu nie tylko przy gaszeniu ciał palnych zwykłych, lecz i przy opanowywaniu pożarów płynów łatwopalnych, jak przetwory ropy naftowej (nafty,

benzyny, smarów i t. p.), których prądem wodnym zwykłym gasić nie można.

Ocenę pyszczka Steina można określić jak następuje:

Strony dodatnie i ujemne pyszczka Steina.

Zalety pyszczka Steina.

a) prostota działania pyszczkiem i łatwość regulowania większego lub dalszego oddalenia dzwonu od grzybka.

b) dobre rozpylanie prądu, dochodzące do t zw. mgły wodnej.

c) możność zamknięcia prądu.

Ujemne strony pyszczka Steina.

a) prąd t. zw. zwarty jest niejednolity i nieco rozbryzgujący się wskutek znajdowania się w środku prądu tamującej zapory w postaci grzybka.

C. PYSZCZKI UNIWERSALNE.

Pewnego rodzaju jednostronność pyszczków zmiennych, kauczukowych, i wrzecionowych, a po części rozpylających, nasunęło niektórym konstruktorom myśl budowy pyszczka uniwersalnego.

Pyszczki tego rodzaju są znane dwóch typów: pyszczek uniwersalny austriacki *Rozenbauera* i pyszczek polski uniwersalny „Grom".

1. Pyszczek uniwersalny Rozenbauera.

Pomysł Rozenbauera polega na połączeniu trzech urządzeń na jednej prądownicy: głównego, które stanowi pyszczek wrze-



Rys. 57.

cionowy, oraz dwóch pomocniczych do formowania tarczy wodnej i do rozbryzgiwania prądu. Rys. 57-y przedstawia widok

prądownicy z tymi urządzeniami. Widzimy tu pyszczek wrzecionowy *(P)* z wyżłobkowaną powierzchnią regulatora, obracającego się na zwężonym końcu płaszcza pyszczka. Bliżej nasady prądownicy widać kółko zazębione, służące do wytwarzania tarczy wodnej *(I)* dla osłony prądownika. Przy obróceniu tym kółkiem w lewo (odwrotnie do kierunku strzałki zegarowej) formuje się przy nasadzie pyszczka szczelina, która wytwarza tarczę wodną, bijącą dokoła prądownicy cienką warstwą o promieniu około 1,5 m.

Na końcu wylotu pyszczka jest osadzony rozbryzgiwacz *(R)* typu wiedeńskiej straży pożarnej, opisany wyżej (str. 95).

Zalety i wady pyszczka austriackiego.

Do zalet pyszczka uniwersalnego austriackiego należy zaliczyć:

1) możność wytwarzania dobrego prądu zwartego o dowolnej średnicy lub rozbryzganego;

2) zastosowanie jednocześnie osłony wodnej dla prądownika.

Do ujemnych stron zaliczamy:

1) znacznie zwiększony ciężar prądownicy przez osadzenie na niej aż trzech oddzielnych urządzeń: pyszczka wrzecionowego, pyszczka rozbryzgującego oraz tarczy wodnej,

2) wytwarzanie przez pyszczek rozbryzgowy tylko prądu kroplistego, a nie rozpylonego.

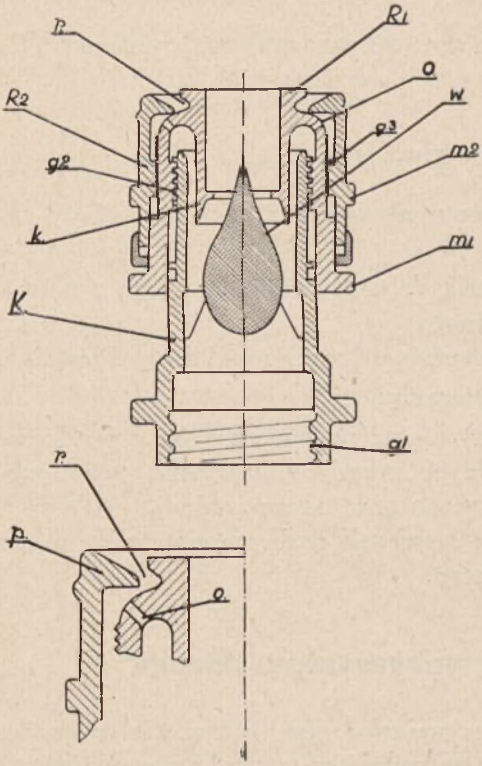
2. Pyszczek uniwersalny „Grom".

Podstawą polskiego wynalazku jest połączenie pyszczka wrzecionowego ze specjalnym rodzajem pyszczka rozpylającego, który zamiast grzybka, jaki widzieliśmy w pyszczku Steina, posiada rozpylające urządzenie na zewnętrznej powierzchni regulatora *(R_1)*.

Rys. 58 przedstawia przekrój wzdłuż osi pyszczka *„Grom"*. Urządzenie rozpylające polega na wytoczeniu przy końcu regulatora *(R_1)*, rowku *(r)*. Krawędź tego regulatora jest otoczona specjalnym pierścieniem *(p)*, wytworzonym na regulatorze zewnętrznym *(R_2)*; profil tego pierścienia posiada wewnętrzny ostry występ, odpowiednio dopasowany do dolnej ścianki rowku *(r)*

i formuje większą lub mniejszą szczelinę, przez którą przedostająca się woda wytwarza prąd rozpylony.

Podstawowy korpus pyszczka *(K)* posiada u spodu zwykły gwint *(g)* do nakręcania na prądownicę, u góry prostokątny, na którym obraca się regulator *(R_1)*, działający tak samo jak i w pyszczku opisanym poprzednio (str. 95). Przy obracaniu się tego regulatora w prawo (jak wskazówki zegara) dolny kapturek *(k)* zbliża się do wrzeciona *(w)* i zwarty prąd wody staje się coraz cieńszy (o mniejszej średnicy). Przy zetknięciu się kapturka z powierzchnią wrzeciona, prąd jest przerwany.



Rys. 58.

Odwrotnie, przy obracaniu regulatorem w lewo, otrzymuje się prąd zwarty coraz grubszy (o większej średnicy).

Dokładne, sprofilowane wklęśnięcie iglicy wrzecionowej wytwarza idealnie równy zwarty prąd zarówno cienki jak i gruby.

Ciekawe jest działanie rozpylacza. Do jego nastawienia służy regulator zewnętrzny *(R_2)*, obracający się za pomocą gwintu *(g_3)*, którym jest osadzony na pierwszym regulatorze *(R_1)*.

Przy obracaniu drugim regulatorem *(R_2)* w lewo podnosimy pierścień *(p)*, wskutek czego woda, dostaje się tu przez otwory *(o, o)*, formuje dzięki powstałej tu szczelinie pomiędzy ściankami rowku *(r)* a pierścieniem *(p.)* tarczę wodną, tym grubszą, im więcej pierścień ten jest oddalony od ścianki rowka. Zbliżanie

natomiast coraz większe pierścienia do ścianki daje tarczę coraz cieńszą, aż w końcu woda rozbija się na miliardy mikroskopijnych cząstek i wytwarza mgłę wodną o wysokiej własności oziębiającej. Przy zupełnym zetknięciu się pierścienia ze ścianką rowka rozpylacz się zamyka. Nastawianie obu regulatorów *(R_1)* i *(R_2)* odbywa się za pomocą namuletowanych pierścieni *(m_1)* i *(m_2)*.

Opisany tu uniwersalny pyszczek spełnia cztery zadania:

1) formuje prąd jednolity zwarty, o cylindrycznym przekroju od 0 do 20 mm

2) wytwarza nadzwyczaj rozdrobniony prąd, formujący mgłę wodną;

3) pozwala działać prądem zwartym z jednocześnie wytworzoną osłoną tarczy wodnej;

4) umożliwia operowanie jednoczesne dwoma prądami; zwartym i rozpylonym.

Rys. 59 przedstawia działanie pyszczka prądem zwartym, rys. 60 — rozpylonym, a rys. 61 — działanie dwojakie, prądem zwartym i rozpylonym.



Rys. 59.

Na tym opisie ulepszonych prądownic kończę swoją pracę. Poświęciłem tej sprawie nieco więcej uwagi z tego względu, że dobre sikawki, a zwłaszcza ich ulepszone główne części składowe — prądownice stanowią podstawowe narzędzie w walce z pożarami. Można je utożsamić z dobrą, celną artylerią i doskona-

łymi karabinami maszynowymi, których sprawne i intensywne działanie najczęściej ma decydujący wpływ na przebieg walki i stanowi o zwycięskiej ofenzywie armii.



Rys. 60.

Tak samo i w walce z pożarem racjonalnie dobrany sprzęt w postaci dobrych sikawek, wyposażonych w odpowiednią ilość węży, umiejętnie użytych do przeprowadzenia linii wężowych,



Rys. 61.

świadome umiejętne zastosowanie prądów, to zwartych o większym lub mniejszym przekroju, to znów rozpylonych, wywiera również najczęściej rozstrzygający wpływ na przebieg akcji ra-

tunkowej. A ta będzie tym skuteczniejsza, im lepsze i więcej fachowe będzie zastosowanie sikawek i ich linii z całą świadomością i zrozumieniem istnienia oporów i strat, na jakie narażona jest woda, przepływając w liniach wężowych od sikawek aż do pyszczków. Stosując więc te wszystkie wiadomości i praktyczne dane z hydrauliki, uniknąć albo zmniejszyć możemy do pewnych granic te straty.

Spis rozdziałów.